

T.C.
KIRIKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE ANABİLİM DALI
YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Gaz Türbinli Motorlarda Kullanılan Labirent Sızdırmazlık Elemanlarında Diş
Eğim Açısının Sızdırmazlık Performansına Etkisinin HAD Analizleri ile
İncelenmesi**

Kayhan DAĞIDIR

OCAK 2018

Makine Anabilim Dalında Kayhan DAĞIDIR tarafından hazırlanan GAZ TÜRBLNĬ MOTORLARDA KULLANILAN LABİRENT SIZDIRMAZLIK ELEMANLARINDA DİŞ EĞİM AÇISININ SIZDIRMAZLIK PERFORMANSINA ETKİSİNİN HAD ANALİZLERİ İLE İNCELENMESİ adlı Yüksek Lisans Tezinin Anabilim Dalı standartlarına uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Ali ERİŐEN
Anabilim Dalı Başkanı

Bu tezi okuduğumu ve tezin **Yüksek Lisans Tezi** olarak bütün gereklilikleri yerine getirdiğini onaylarım.

Prof. Dr. Yahya DOĞU
Danışman

Jüri Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. Murat KÖKSAL _____

Üye (Danışman) : Prof. Dr. Yahya DOĞU _____

Üye : Yrd. Doç. Dr. Tolga DEMİRCAN _____

24/01/2018

Bu tez ile Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onaylamıştır.

Prof. Dr. Mustafa YİĞİTOĞLU
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ÖZET

GAZ TÜRBİNLİ MOTORLARDA KULLANILAN LABİRENT SIZDIRMAZLIK ELEMANLARINDA DİŞ EĞİM AÇISININ SIZDIRMAZLIK PERFORMANSINA ETKİSİNİN HAD ANALİZLERİ İLE İNCELENMESİ

DAĞIDIR, Kayhan

Kırıkkale Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Yahya DOĞU

Ocak 2018, 91 sayfa

Bu tezde, gaz türbinli motorlarda kullanılan labirent sızdırmazlık elemanı dişlerinin eğim açılarına bağlı olarak sızdırmazlık performansının değişimi incelenmiştir. İncelemeler HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizleri ile gerçekleştirilmiştir. Labirent sızdırmazlık elemanını oluşturan dişlerin dik olarak yerleştirilmesi bilinen yaygın bir uygulamadır. Dişlerin eğimli yerleştirilmesi uygulamada pek görülmemektedir. Ayrıca açık literatürde bu konudaki yayın sayısı da oldukça sınırlıdır.

Literatürde labirent dişlerin düz olması durumu için çok sayıda deneysel, sayısal ve bunlara bağlı olarak geliştirilmiş analitik çalışmalar bulunmaktadır. Çok az sayıda olan eğimli diş ile ilgili çalışmalarda ise sadece bir eğim açısı çalışılmıştır. İmalat açısından mümkün olan tüm eğim açıları belli bir labirent diş için verilmemiştir. Dişlerin eğimlendirilmesi ile kaçak debinin azalması, labirent sızdırmazlık elemanında oluşan akış formu dikkate alındığında beklentiler dahilindedir.

Bu incelemede, labirent diş eğim açısının kaçak debiye etkisini incelemek üzere 5 dişli bir labirent keçe referans olarak literatürden alınmıştır. Diş ön eğim açısı geniş bir aralıkta 35°-45°-60°-75°-80°-85°-90°-100° değerleri alınarak değiştirilmiştir. Buradaki eğim açısının 90° olması düz dişe karşılık gelmektedir. Böylece, toplamda 8 adet diş eğim açısı incelenmiştir. Bu incelemedeki asıl amaç diş eğim açısının kaçak

debi üzerindeki etkisini belirlemek olduğundan diğer geometrik parametreler ve çalışma şartları sabit tutulmuştur. Diş ile stator arasındaki açıklık labirent keçeler için tipik çalışma değerleri olarak $c_r=0,254$ mm ve $c_r=0,508$ mm alınmıştır. Çıkış atmosfer şartlarına olmak üzere labirent keçe üzerindeki basınç oranı $r_p=1,5$ olarak tanımlanmıştır. Labirent keçeye hava giriş sıcaklığı 298 K olarak alınmıştır. Labirent dişlerin bağlı olduğu rotor, hem sabit olarak $n=0$ d/dk ve hem de $n=13000$ d/dk devir sayısı ile dönüyor olarak tüm diş eğimleri için dikkate alınmış ve analizler yapılmıştır. HAD analizleri, 2 boyutlu aksel simetrik koordinatlarda ANSYS-Fluent v.15 paket programı kullanılarak yapılmıştır.

HAD analizi, öncelikle literatürde bulunan düz bir labirent keçe için yapılmış ve analiz prosedürü doğrulanmıştır. HAD analizleri sonucunda, rotorun dönmediği durumda eğim açısının $90^\circ-35^\circ$ arasında değişen değerlerinde 0,254 mm açıklıkta yaklaşık %1,1 ile %6,5, 0,508 mm açıklıkta ise yaklaşık %1,1 ile %4,8 oranlarında daha az debi kaçırdığı belirlenmiştir. Rotorun 13000 d/dk hızla dönmesi durumunda ise yine $90^\circ-35^\circ$ arasındaki eğim açılarında 0,508 mm açıklıkta yaklaşık %1,1 ile %7,0 oranlarında daha az debi kaçırdığı belirlenmiştir.

HAD analizlerinden elde edilen hız ve basınç dağılımlarının oluşturduğu akış formu incelendiğinde dişlerin eğimlendirilmesi ile asıl etkinin ilk dişteki eğim sayesinde olduğu gözlenmiştir. Bu gözlemi teyit etmek için sadece birinci diş 75° eğimlendirilerek sabit rotor için ilave bir analiz daha yapılmıştır. Bu durumda hesaplanan debi düz dişe göre %2,3 azalmıştır. Yani, dişlerin tamamı eğimli olduğunda debi azalması %3,0 iken ilk diş eğimlendiğinde %2,3 olmaktadır. Bu bilgiye yapılan taramada açık literatürde rastlanmamıştır.

Özetle, en küçük bir diş eğim açısının dahi kaçak debiyi azalttığı belirlenmiştir. Artan eğim açısı ile kaçak debi azalması düşmektedir. Ayrıca, ilk dişin eğimlendirilmesi tüm dişlerin eğimlendirilmesine yakın bir etki yapmaktadır. Eğim açısının 75° değerinde kaçak debi değişiminde bir kırılma oluşmaktadır. İncelemede, ayrıca, yaygın kullanılan dikdörtgen, konik ve eğik diş için kaçak debiler kıyaslanmıştır. Labirent keçelerde diş geometrisi kaçak debiyi etkileyen önemli bir parametredir. Bu konudaki çalışmaların türbin performansının oluşturacağı baskıya göre devam edeceği öngörülmektedir.

Anahtar Kelimeler: Labirent sızdırmazlık elemanı, Eğik diş, Kaçak debi

ABSTRACT

CFD INVESTIGATION OF EFFECTS OF LABYRINTH SEAL TOOTH TILT ANGLE ON LEAKAGE FOR GAS TURBINES

DAĞIDIR, Kayhan

Kırıkkale University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Eng.

M. Sc. Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Yahya DOĞU

January 2018, 91 pages

In this thesis, the variation of the sealing performance of the labyrinth seal used in gas turbine engines is investigated according to the tooth-tilt angles. The analyzes were carried out with CFD (Computational Fluid Dynamics) analyzes. It is a common practice to use straight labyrinth seal teeth. The tilted teeth is rarely seen in practice. In addition, the number of publications in the open literature is also very limited in this field.

Numerous experimental, numerical and analytical studies are available for the case of straight labyrinth teeth in the literature. Studies involving tilted teeth is very limited and only consider single tilt angle. In terms of manufacturability limits, all possible tilt angles have not been given for a particular labyrinth tooth. The reduction of the leakage with the tilted teeth is expected when the labyrinth sealing flow formation is considered.

In this study, a labyrinth seal with 5 teeth was taken as a reference from the literature in order to investigate the leakage effect of the tooth slope angle. The frontal tooth tilt angle has been changed over a wide range by taking values 35° - 45° - 60° - 75° - 80° - 85° - 90° - 100° . The 90° angle corresponds to the straight tooth. Thus, a total of 8 tooth tilt angles were examined. Since the main purpose of this study is to determine the effect of tooth tilt angle on the leakage, other geometrical parameters and working conditions are kept constant. The clearance between tooth and stator was taken as

$c_r=0,254$ mm and $c_r=0,508$ mm as typical working values for labyrinth seals. The pressure ratio on the labyrinth seal is defined as $R_p=1.5$ with respect to the outlet atmospheric conditions. The air inlet temperature for the labyrinth seal was taken as 298 K. The rotor to which the labyrinth teeth were mounted was considered and analyzed for all tooth inclination by rotating with $n=0$ rpm and $n=13000$ rpm. HAD analyzes were performed using the ANSYS-Fluent v.15 in 2-D axial symmetric coordinates.

The HAD analysis was performed primarily for a straight labyrinth seal available in the literature and the analysis procedure was verified. As results of the HAD analyzes, it was determined that in the stationary rotor case, the leakage for the tilt angle range of 90° - 35° is reduced 1.1-4,8% and 1.1-6.5% for clearances of 0.254 mm and 0.508 mm, respectively. If the rotor rotates at a speed of 13000 rpm, it is determined that the leakage reduces 1.1-7.0% for 0.508 mm clearance.

When the flow form of the velocity and pressure distributions obtained from the HAD analyzes is examined, it is observed that the main effect is due to the inclination of the first teeth. To confirm this observation, only the first tooth is tilted at 75° and an additional analysis is made for the stationary rotor. In this case, the leakage is decreased by 2.3% compared to the straight tooth. That is, when the entire teeth are tilted, the flow reduction is 3%, whereas when the first tooth is tilted, it is 2.3%. This information was not found in the open literature.

In summary, it has been determined that even the smallest tooth tilt angle reduces the leakage. With increasing tilt angle, the leakage reduction decreases. In addition, the inclination of the first tooth has a similar effect to the inclination of all the teeth. There is a break in the leakage reduction at 75° of the tilt angle.

The leakage is also compared for commonly used rectangular, conical, and tilted teeth.

In labyrinth seals, tooth geometry is an important parameter that affects the leakage flux. It is predicted that the work in this area will continue depending on the pressure on turbine performance.

Keywords: Labyrinth seal, Inclined / Slanted / Tilted tooth, Leakage

TEŞEKKÜR

Bu çalıőmanın gerçekleőtirilmesi ve tamamlanmasında ihtiyaç duyduğum her anda gerek değerli bilgi ve birikimleriyle gerekse de aőtıladıėı mesleki çalışma ahlakı ve özėüven ile desteklerini esirgemeyen, tez çalıőmalarım kapsamında gerekli bütün ihtiyaçlarımızın karőtılanması için imkanları sonuna kadar bizlerin kullanımına sunan, değerli tez danıőtmanı hocam, Sayın Prof. Dr. Yahya DOğU' ya teőtekkürlerimi sunarım.

Tüm hayatımda olduğu gibi eğitim hayatım boyunca da bütün imkanlarını eğitim hayatıma devam edebilmem için seferber eden, her durumda maddi manevi desteklerini esirgemeyen, özel insanlara, aileme sonsuz teőtekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

ÖZET	i
ABSTRACT	iii
TEŞEKKÜR	v
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
SİMGELER DİZİNİ	xi
1. GİRİŞ	1
1.1. Gaz Türbinli Motorlar	2
1.2. Sızdırmazlık Elemanları.....	5
1.3. Labirent Sızdırmazlık Elemanları	8
1.4. Literatür Taraması.....	12
1.5. Tezin Amacı ve Kapsamı	16
2. LABİRENT KEÇE KAÇAK DEBİ BELİRLEME YÖNTEMLERİ	17
3. LABİRENT KEÇE HAD MODELİ ve ANALİZ MATRİSİ	24
4. HAD ANALİZ SONUÇLARI	34
4.1. HAD Modeli Karşılaştırma ve Doğrulama Analizleri	34
4.2. Dış Eğim Açısının Kaçak Debiye Etkisi.....	41
4.2.1. Sabit rotor için eğim açısının kaçak debiye etkisi.....	42
4.2.2. Dönen rotor için eğim açısının kaçak debiye etkisi	48
4.2.3. Sabit rotor için eğim açısının akış özelliklerine etkisi	52
4.2.4. Dönen rotor için eğim açısının akış özelliklerine etkisi.....	59
4.3. Genel Dış Profilinin Kaçak Debiye Etkisi	65
4.4. İlk Dışın Eğimlendirilmesinin Kaçak Debiye Etkisi.....	72
4.5. Eğik Dişte Ters Akışın Kaçak Debiye Etkisi.....	81
5. GENEL DEĞERLENDİRMELER	87
KAYNAKLAR	89

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>ŞEKİL</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. Gaz türbinli motor ve içten yanmalı motor şematik çalışma prensibi [1].....	3
1. 2. Gaz türbinli motor temel bileşenleri	4
1. 3. Açık Brayton çevrimi	4
1. 4. Gaz türbinli motorda tipik ikincil akış hatları [1]	6
1. 5. Gaz türbinli motorda tipik sızdırmazlık elemanı uygulama bölgeleri [1].....	7
1. 6. Labirent sızdırmazlık elemanı üzerinden oluşan akış formları	9
1. 7. Labirent keçe uygulaması	10
1. 8. Düz ve eğik dişli labirent keçe şemaları	11
1. 9. Labirent keçe geometrik boyutları ve sembolizasyonu.....	11
3. 1. a. İncelenen konik, dikdörtgen ve eğik dişli labirent keçe geometrileri	26
3. 1. b. İncelenen konik, dikdörtgen ve eğik dişli labirent keçe geometrileri karşılaştırması	267
3. 2. HAD model bölgesi ve sınır şartı tanımları	29
3. 3. Kaçak debinin mesh sayısına bağlı değişimi	30
3. 4. Ağ yapısı	31
3. 5. İlk dişin 75 ⁰ eğik olduğu analiz geometrileri	33
4.1. HAD modeli karşılaştırma geometrisi [27].....	35
4.2. HAD modeli karşılaştırılmaları.....	36
4.3. HAD analizlerinin korelasyonlar ve 1-B FlowMaster program ile karşılaştırması [27]	38
4.4. HAD modeli karşılaştırma geometrileri [17]	39
4. 5. Düz ve eğik 5 dişli labirent keçe için HAD modeli karşılaştırması [17]	40
4. 6. Düz 3 dişli labirent keçe HAD modeli karşılaştırma grafiği [17].....	40
4. 7. a. Sabit rotorda 0,254 mm ve 0,508 mm açıklıklar için kaçak debinin diş eğim açısına göre değişimi.....	45
4. 7. b. Sabit rotorda 0,254 mm ve 0,508 mm açıklıklar için akış fonksiyonunun diş eğim açısına göre değişimi.....	45
4. 8. Sabit rotorda 0,508 mm ve 0,254 mm açıklıklar için da 90° eğimli diş referans alınarak kaçak debideki yüzdesel değişim	47

4. 9. a. Dönen rotorda 0,508 mm açıklık için kaçak debinin dış eğim açısına göre değişimi	49
4. 10. Sabit ve dönen rotorda 0,508 mm açıklık için 90° eğimli dış referans alınarak kaçak debideki yüzdesel değişim	51
4. 11. a. Sabit rotorda 0,508 mm açıklık için statik basınç dağılımı.....	54
4. 11. b. Sabit rotorda 0,508 mm açıklık için hız dağılımı	54
4. 12. a. Sabit rotorda 0,508 mm açıklık sıcaklık dağılımı	55
4. 12. b. Sabit rotorda 0,508 mm açıklık için Mach sayısı dağılımı	55
4. 13. Sabit rotorda 0,508 mm açıklık için ilk dişteki hız vektörleri.....	57
4. 14. Sabit rotorda 0,508 mm açıklık için açıklık ortasındaki aksenal basınç	58
4. 15. Sabit rotorda 0,508 mm açıklık için açıklık ortasındaki aksenal hız	58
4. 16. a. Dönen rotorda 0,508 mm açıklık için statik basınç dağılımı	60
4. 16. b. Dönen rotorda 0,508 mm açıklık için hız dağılımı	60
4. 17. a. Dönen rotorda 0,508 mm açıklık için sıcaklık dağılımı.....	61
4. 17. b. Dönen rotorda 0,508 mm açıklık için Mach sayısı dağılımı.....	61
4. 18. Dönen rotorda 0,508 mm açıklık için ilk dişteki hız vektörleri	63
4. 19. Dönen rotorda 0,508 mm açıklık için açıklık ortasındaki aksenal basınç.....	64
4. 20. Dönen rotorda 0,508 mm açıklık için açıklık ortasındaki aksenal hız.....	64
4. 21. Genel dış profilinin kaçak debiye etkisinin karşılaştırılması için incelenen diş profilleri	67
4. 22. Genel dış profilinin kaçak debiye etkisi.....	68
4. 23. Genel dış profilleri için sabit rotorda 0,508 mm açıklık için statik basınç ve hız dağılımları	69
4. 24. Genel dış profilleri için sabit rotorda 0,508 mm açıklık için ilk dişteki hız vektörleri	70
4. 25. Farklı dış profilleri için açıklık ortasındaki aksenal basınç	71
4. 26. Farklı dış profilleri için açıklık ortasındaki aksenal hız.....	72
4. 27. Konik ve ilk dış eğimli konik labirent keçe	75
4. 28. Dik, tüm dişler eğik ve sadece ilk dış eğik labirent keçe.....	75
4. 29. İlk dişin eğimlendirilmesinin kaçak debiye etkisi.....	76
4. 30. İlk dış eğik olduğundaki akış oluşumu	77
4. 31. İlk dişin eğik olduğu konik profil için açıklık ortasındaki aksenal basınç.....	78
4. 32. İlk dişin eğik olduğu konik profil için açıklık ortasındaki aksenal hız.....	79

4. 33. İlk dişin eğik olduğu eğik profil için açıklık ortasındaki aksnel basınç.....	80
4. 34. İlk dişin eğik olduğu eğik profil için açıklık ortasındaki aksnel hız	81
4. 35. Dik, tüm dişler eğik ve sadece ilk diş eğik labirent keçe	83
4. 36. Ters akışın kaçak debiye etkisi	83
4. 37. Ters akış için akış oluşumu	84
4. 38. Ters akış durumunda açıklık ortasındaki aksnel basınç	85
4. 39. Ters akış durumunda açıklık ortasındaki aksnel hız	86



ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>ÇİZELGE</u>	<u>Sayfa</u>
3. 1. Düz ve eğik dişli labirent keçe için geometrik büyüklükler	27
3. 2. HAD analizinde tanımlanan hava özellikleri	29
3. 3. HAD analiz matrisi	32
4. 1. HAD analiz matrisi ve kaçak debiler	42
4. 2. Sabit rotorda 0,508 mm ve 0,254 mm açıklıklar için da 90° eğimli diş referans alınarak kaçak debideki yüzdesel değişim	47
4. 3. Sabit ve dönen rotorda 0,508 mm açıklıklık için da 90° eğimli diş referans alınarak kaçak debideki yüzdesel değişim	51

SİMGELER DİZİNİ

A : Açıklık alanı, $[= \pi(r_s^2 - r_r^2)]$, $[m^2]$

c_r : Açıklık,

h : Diş yüksekliği,

k : Özgül ısılar oranı

n : Rotor dönüş hızı

n_t : Diş sayısı

P : Statik basınç, [kpa]

r_p : Basınç oranı, $[P_1 / P_2]$

r_f : Diş dibi yuvarlanması

r_r : Rotor diş üstü yarıçapı

r_b : Rotor diş dibi yarıçapı

r_s : Stator yarıçapı

s : Hatve

T : Sıcaklık [K]

t_b : Diş dibi kalınlığı

t_t : Diş üstü kalınlığı

μ : Dinamik viskozite

θ : Diş koniklik açısı

α : Diş ön açısı

β : Diş arkası açısı

\dot{m} : Kaçak debi [Kg/s]

ϕ : Akış fonksiyonu, $[= \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T}}{P_{in} \cdot A}]$

1. GİRİŞ

Gaz türbinli motorlar, uçaklarda itici gücü sağlamak için ve güç üretiminde kullanılmaktadır. Bunların yanında gaz türbinli motorlar; helikopterlerde, gemilerde, denizaltılarda, tanklarda ve roketlerde olmak üzere birçok farklı alanda güç ihtiyacını karşılamak için kullanılmaktadır. Bu motorların performansı, verimi ve güvenilirliği açısından motorun ana yapısını oluşturan rotor ve stator arasında değişik bölgelerde kullanılan sızdırmazlık elemanları diğer tüm elemanlar gibi hayati öneme sahiptir. Gaz türbinli motorlardaki sızdırmazlık elemanının fonksiyonu içten yanmalı motordaki segmana benzer bir fonksiyondur. Sızdırmazlığın istenen tasarım aralığının dışına çıkması, çok yönlü olarak güç, verim ve güvenlik açılarından çalışma aralığının dışına çıkılması anlamındadır. Bu tezin konusu gaz türbinli motorlarda kullanılan labirent sızdırmazlık elemanlarında, labirent dış eğim açısının sızdırmazlık performansı üzerindeki etkilerini HAD analizleri ile incelemektir.

1930'lu yıllarda ilk olarak tasarlanan gaz türbinleri zaman içinde önemli gelişimler göstermiştir ve gelişime yönelik çalışmalara hala devam edilmektedir. Günümüz teknolojisinde birçok optimizasyon çalışmaları ile birçok gelişmeler sağlanmıştır ve gelinen anda çalışmalar çok daha sınırlı ve zorlayıcı hale gelmiştir. Bu sınırlılıkta her bir türbin elemanı tekrarlı olarak gözden geçirilerek iyileştirmeler yapılmaya çalışılmaktadır. Sızdırmazlık elemanları da bu bakışla sürekli güncel araştırmalara konu olmaktadır.

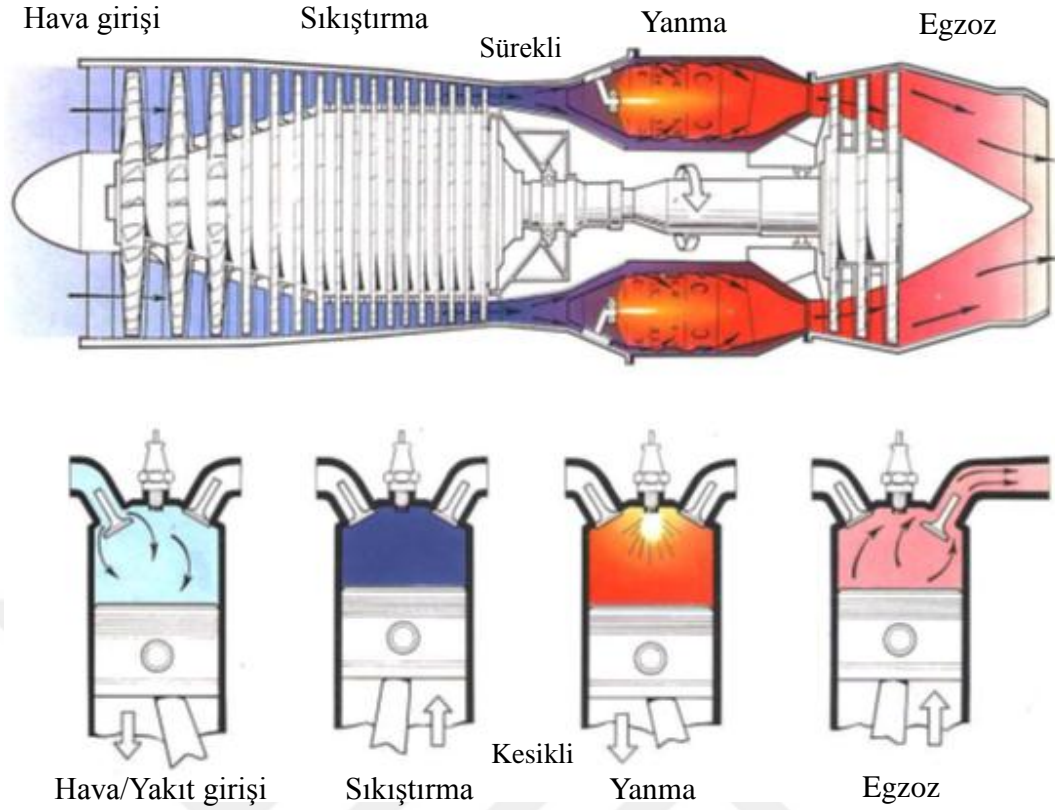
Gaz türbinlerinde, kompresör girişinden türbin çıkışına kadar olan bölgede ve yataklarda dönen rotor ile sabit stator arasında açıklıklar bulunmaktadır. Bu açıklıklardan, soğutma, sıcak gaz geri akışını engelleme, yağlama yağı sızıntısını engelleme ve aksel dengeleme gibi amaçlarla bazı türbin bölgelerinden kontrollü hava sızdırması istenir. Bazı türbin bölgelerinde ise rotor stator arasındaki açıklık sıfırlanamayacağı için en düşük sızdırmanın olması istenir. Sızdırmazlık elemanının ilgili türbin bölgesinde istenen sızdırma performansını göstermesi gerekir. Tasarımda öngörülenden fazla olabilecek kaçak hava debisi, kompresörde güç harcanarak sıkıştırılan havanın güç oluşumuna katkı sağlamadan kaçması demektir. Bu da performans ve verim kaybına sebep olur.

Labirent sızdırmazlık elemanları gaz türbinli motorlarda en yaygın kullanılan sızdırmazlık elemanıdır. Dişler üstündeki kısılma ve dişler aralarındaki hatve boşluklarında oluşan girdap akışın kinetik enerjisini kırarak kaçak hava azaltılmış olur. Dişlerin düz yerleştirilmesi bilinen ve uygulamada ve literatürde görülen yaygın durumdur. Dişlerin eğimlendirilmesinin etkileri olacağı tahmin edilse de açık literatürde bu konuda çok sınırlı sayıda çalışma bulunmaktadır. Bu tez kapsamında labirent dişlerin eğimli olmasının sızdırmazlık performansına etkisi HAD analizleri ile incelenmiştir.

Tez kapsamında incelenecek labirent sızdırmazlık elemanı gaz türbinli motor uygulamasına yöneliktir. Labirent sızdırmazlık elemanları benzer şekilde rotor-stator ikilisinin olduğu ve bir basınç farkının tutulmasının gerektiği tüm yerlerde kullanılabilir. Tüm turbomakinalarda labirent keçeler kullanılmaktadır. Tez kapsamındaki labirent keçe uygulaması gaz türbinli motora yönelik olduğundan aşağıda gaz türbinleri ile ilgili kısa bir bilgi verildikten sonra sızdırmazlık elemanlarına geçilmiştir.

1.1. Gaz Türbinli Motorlar

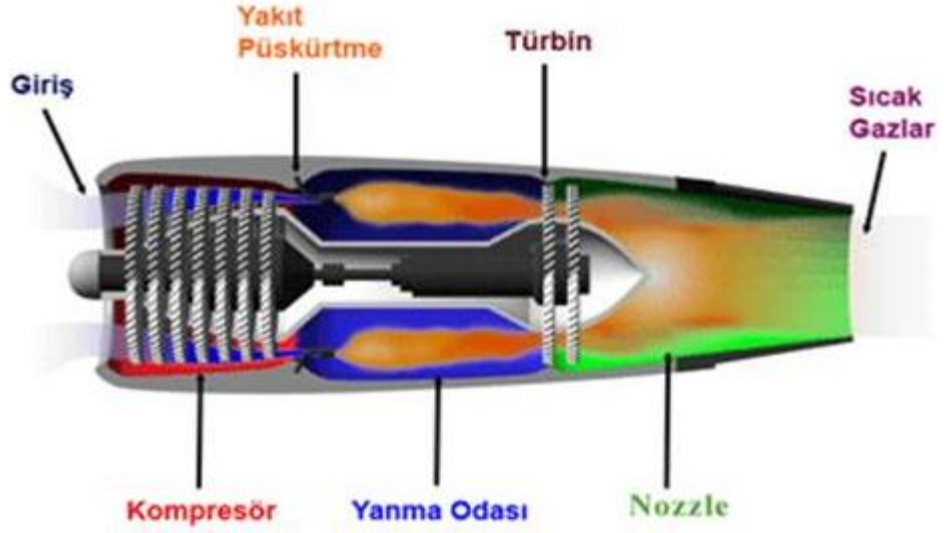
Gaz türbinli motorlar hava araçlarında ve güç üretiminde kullanılmaktadır. Çalışma prensibi, dört zamanlı içten yanmalı motorlara benzerdir. Atmosferden emilen hava kompresörde sıkıştırılır ve sıkıştırılan yüksek basınçlı hava yanma odasına gönderilen yakıt ile yanma oluşturur. Yanma sonucu oluşan yüksek basınç ve sıcaklıktaki gazlar türbin kanatlarında genişletilerek kanatların dönmesi ile iş elde edilir. Gaz türbinli motorlar ve dört zamanlı içten yanmalı motorlar arasındaki benzer çalışma prensibi Şekil 1.1’de gösterilmiştir [1].



Şekil 1.1. Gaz türbinli motor ve içten yanmalı motor şematik çalışma prensibi [1]

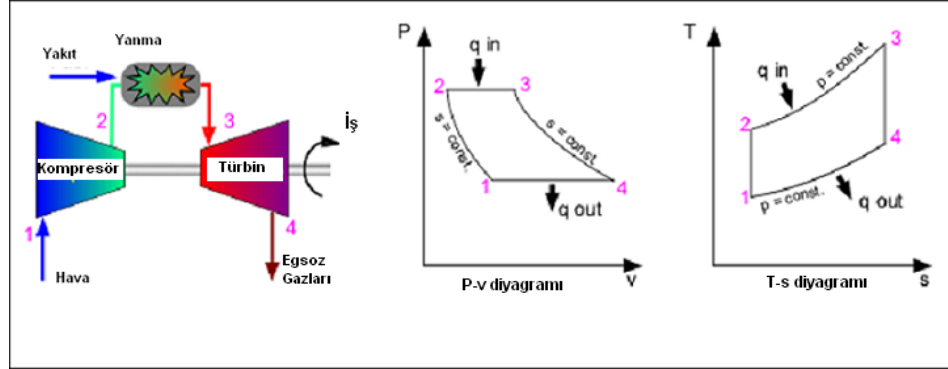
Gaz türbinli motorlar Şekil 1.2’de gösterildiği gibi 5 temel bileşenden oluşmaktadır. Bu temel bileşenler aşağıda listelenmiş ve kısaca görevleri açıklanmıştır.

- 1) Giriş (Hava Alığı): Havanın bir fan ile motora alındığı giriş kısmıdır.
- 2) Kompresör: Hava sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı yükseltilir.
- 3) Yanma Odası: Sıcaklığı ve basıncı yükseltilmiş olan hava ile yakıtı uygun oranlarda karıştırarak yanma reaksiyonunun oluşmasını sağlayan kısımdır. Yanma sonucu sıcaklık daha da artar.
- 4) Türbin: Yanma odasında oluşan yüksek basınç ve sıcaklıktaki gazların kanatlara etkiyerek aktığı, genişlediği ve kanatlara iş yaptığı kısımdır.
- 5) Egzoz (Nozzle): Egzoz kısmında türbinde genişleyen gazlar uygun itki şekline göre tahliye edilir.



Şekil 1. 2. Gaz türbinli motor temel bileşenleri

Gaz türbinli motorlar açık Brayton çevrimine göre çalışır. Şekil 1.3'te açık çevrimin şeması görülmektedir. Açık çevrimde atmosferden alınan hava, türbin genişlemesi sonunda tekrar atmosfere atılır.



Şekil 1. 3. Açık Brayton çevrimi

İdeal Brayton çevrimi dört tersinir hal değişiminden oluşur;

1-2: Kompresörde izentropik sıkıştırma

2-3: Sabit basınçta ısı girişi

3-4: Türbinde izentropik genişleme

4-1: Sabit basınçta ısı çıkışı

Sistem sürekli akışlı bir çevrim olarak çalışmaktadır. Bu hal değişimlerine karşılık gelen ideal Brayton çevrimi P-v ve T-s diyagramları da Şekil 1.3'te gösterilmiştir. İdeal Brayton çevrimi için ısı verim;

$$\eta_{th\ Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \quad (1.1)$$

ifadesi ile hesaplanır. Burada $r_p = \frac{P_2}{P_1}$ olarak tanımlanan basınç oranıdır ve $k = \frac{c_p}{c_v}$ olarak tanımlanan akışkan özgül ısıları oranıdır ki bu da izentropik üs katsayısıdır.

Gaz türbinli motorların ısı verimi, basınç oranına ve izentropik üs katsayısına bağlıdır. Basınç oranını, yanma sonucu oluşan çevrimdeki en yüksek sıcaklık olan T_3 sıcaklığı sınırlamaktadır. Çünkü bu sıcaklık türbin kanat malzemesinin dayanabileceği maksimum sıcaklıkla sınırlıdır. Dolayısıyla; maksimum ısı verim bu sıcaklık ve basınç oranı sınırlamasından dolayı optimum seviyelere ulaşmış durumdadır. Dolayısıyla, verim artışı için ana hat akışı yanında sızdırmazlık elemanları, yataklar, vb. gibi ikincil seviyedeki bileşenlere yönelinmiştir.

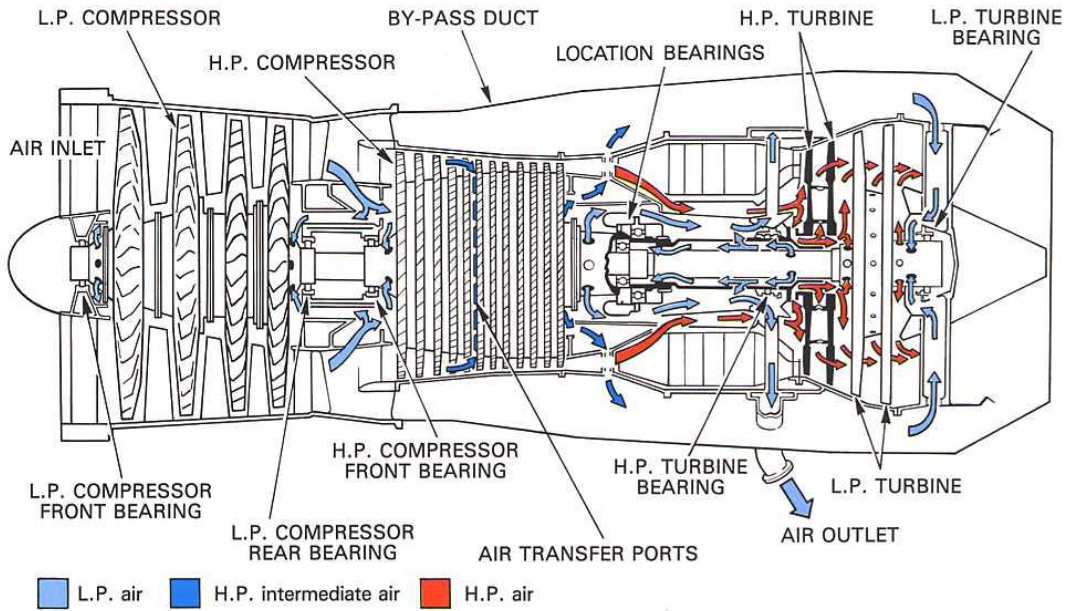
Takip eden alt bölümde bu tezin konusu olan gaz türbinli motorlarda kullanılan labirent sızdırmazlık elemanları hakkında bilgi verilmiştir.

1.2. Sızdırmazlık Elemanları

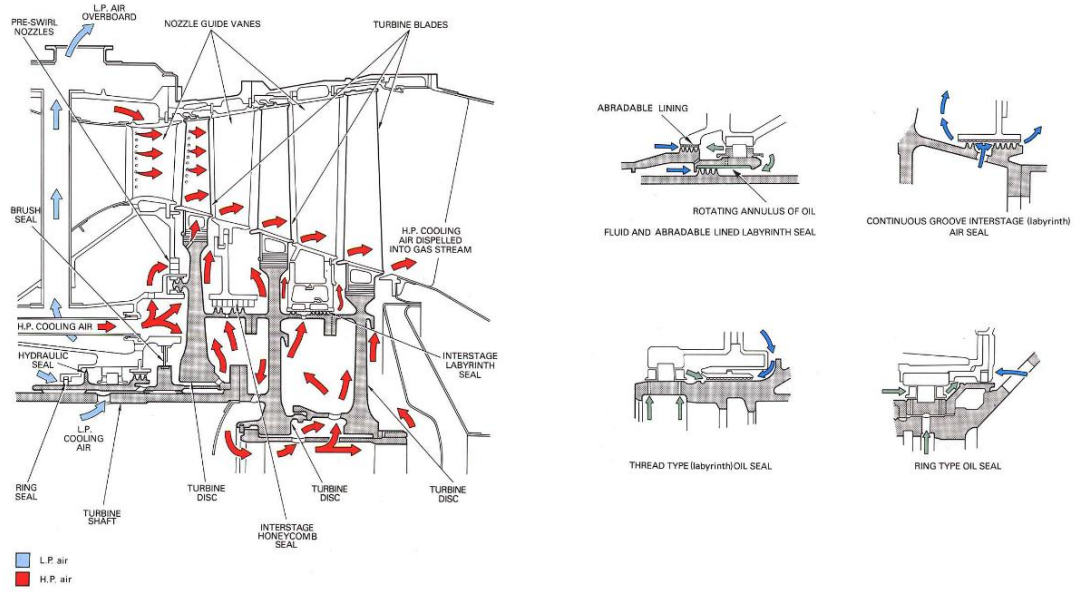
Gaz türbinli motorlar gövde şeklindeki bir stator ve gövde içinde dönen bir rotordan oluşur. Motor içinde hava girişinden çıkışına kadar değişik yerlerde yüksek ve düşük basınç bölgeleri bulunur. Kompresör-yanma odası-türbin-egzoz üzerindeki ana akış hattı haricinde motor içinde ikincil bir akış hattı vardır. Bu ikincil akış hattı kademeler arasındaki boşluklardan oluştuğu gibi aynı zamanda soğutma, aksenel dengeleme, yağlama, ters akış önleme gibi hatlar da mevcuttur. Bu bölgelerde yüksek basınç bölgelerinden düşük basınç bölgelerine doğru sabit ve dönen parçalar arasından olan hava akışının ya kontrollü olarak istenen seviyede olması ya da en düşük seviyede

olması istenir. Kaçak hava debisi motor performansını, verimini ve emniyetini etkilemektedir.

Gerek ana akış hattı üzerinde gerekse ikincil akış hattı üzerinde çeşitli yerlerde çeşitli sızdırmazlık elemanları kullanılmaktadır. İkincil akış hattı gaz türbinli motorlarda soğutma, aksel dengeleme, yağlama, ters akış önleme gibi çok kritik görevleri yerine getirir. Şekil 1.4’de tipik gaz türbinleri için ikincil akış hatları gösterilmiştir [1]. Özellikle türbin bölgesinde tipik olarak kullanılan sızdırmazlık elemanları ise Şekil 1.5’de gösterilmiştir [1].



Şekil 1. 4. Gaz türbinli motorda tipik ikincil akış hatları [1]



Şekil 1. 5. Gaz türbinli motorda tipik sızdırmazlık elemanı uygulama bölgeleri [1]

Gaz türbinli bir motor için, ikincil akış sisteminde kullanılan labirent sızdırmazlık elemanlarının başlıca görevleri aşağıdaki gibi sıralanabilir [2].

- 1) Kompresör bölgesindeki kaçakları engelleyerek motor soğutma havasının kontrol altında tutulmasını sağlamak.
- 2) Rulman yataklarındaki aksenal yükleri dengelemek için oluşturulan basınçlı bölgenin basıncının korunması için hava kaçaklarını engellemek.
- 3) Çalışma koşullarında çok yüksek sıcaklıklara maruz kalan türbin kanatlarının soğutma havasının kontrol altında tutulmasını sağlamak ve türbin kademelerinden olacak kaçakları engellemek.
- 4) Yataklama bölgelerinden gerçekleşebilecek yağ kaçaklarını engellemek.
- 5) Ters akış önleme: Kompresör ve türbin ana akış hattında kademeler arası ters akışın önlenmesi.

Gaz türbinli motorlarda yaygın kullanılan sızdırmazlık elemanlarının çeşitleri aşağıda sıralanmıştır.

- 1) Labirent keçe (Labyrinth seal)

- 2) Fırça keçe (Brush seal)
- 3) Kombine labirent-fırça keçe (Hybrid seal)
- 4) Bal peteği keçe (Honeycomb seal)
- 5) Karbon keçe (Carbon seal)

Bu tez kapsamında en yaygın kullanılan labirent keçe sızdırmazlık elemanları incelenmiştir.

1.3. Labirent Sızdırmazlık Elemanları

Labirent sızdırmazlık elemanları, dönen rotor ile sabit stator arasına yerleştirildiğinden dinamik sızdırmazlık elemanları sınıfındadır. Yüksek ve düşük basınç bölgeleri arasına yerleştirilen dişler ile akış alanı kısıılır. Dişler uygulama yerine göre rotora veya statora yerleştirilir. Dişlerin rotora yerleştirildiği tipik bir labirent keçe uygulaması Şekil 1.6'da gösterilmiştir. Diş uçları ile stator arasındaki açıklık minimum olacak şekilde belirlenir. Çalışma esnasında merkezkaç kuvvetin etkisi ile ve ısıl genişlemelerin etkisi ile rotor ve stator da meydana gelebilecek genişlemeler dişlerin temasla sürtünmesine, aşınmasına ve rotor-stator dengesizliğine sebep olabilir. Bu sebeple, komple motor toleranslarına göre diş ucu ile stator arasına konulacak açıklık belirlenir.

Labirent dişler üzerinden gerçekleşen akış şematik olarak Şekil 1.6'da gösterilmiştir. Akış, yüksek basınç bölgesinden düşük basınç bölgesine doğru diş üstlerindeki kısılmış açıklıktan gerçekleşir. Bu esnada dişler arasındaki hatve boşluklarında oluşan girdaplar da akışın kinetik enerjisini kırar. Böylece kısılma ile kaçan debi azaltılır.

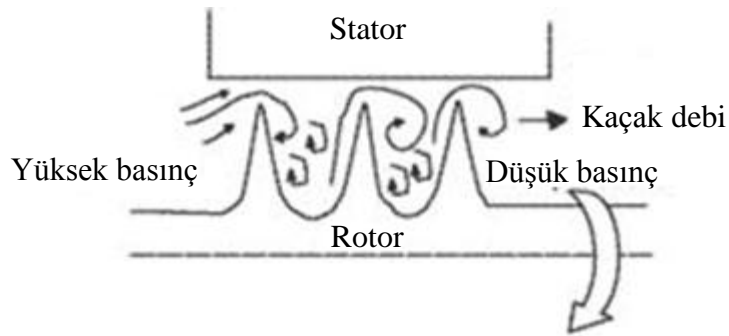
Diş-stator arasındaki açıklığın minimum seviyede olması kaçak debiyi en düşük yapacaktır. Şekil 1.7'de 3-B labirent keçe uygulaması gösterilmiştir.

Labirent sızdırmazlık elemanlarının geometrileri, kullanım bölgeleri ve şartlarına göre farklılıklar gösterir. Özellikle diş sayıları ve diş geometrileri değişebilir. Bu tez çalışması kapsamında düz dişli labirent sızdırmazlık elemanı ve eğik dişli labirent sızdırmazlık elemanı incelenmiştir. İncelenen düz ve eğik dişli labirent keçelerin tipik şemaları Şekil 1.8'de gösterilmiştir.

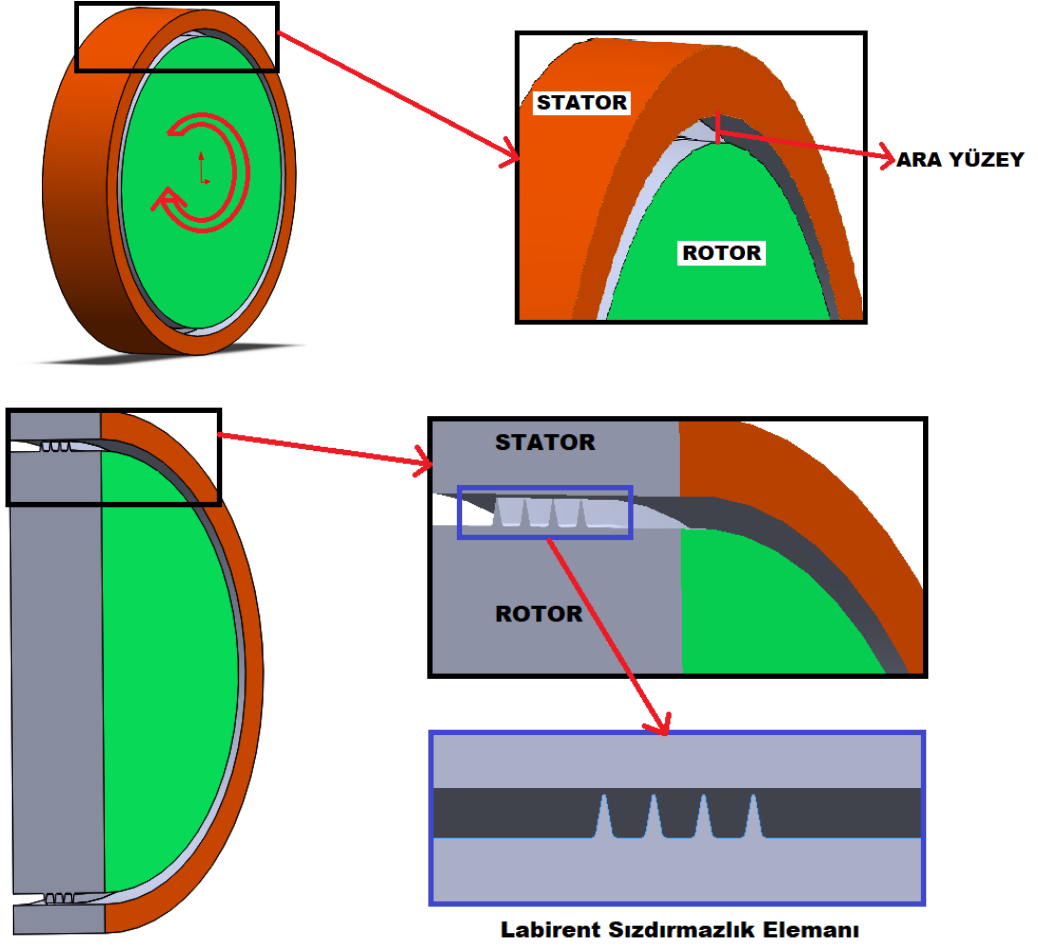
Labirent keçe geometrisini belirleyen temel geometrik boyutları ve sembolizasyonu düz ve eğik dişler için Şekil 1.9'da gösterilmiştir. Bu temel geometrik büyüklükler aşağıda sıralanmıştır.

- | | |
|---------------------------------|----------|
| 1) Diş yüksekliği | h |
| 2) Hatve | s |
| 3) Diş uç kalınlığı | t_t |
| 4) Diş taban kalınlığı | t_b |
| 5) Diş dibi yuvarlanma yarıçapı | r_f |
| 6) Diş ön eğim açısı | α |
| 7) Diş arka eğim açısı | β |
| 8) Diş koniklik açısı | θ |
| 9) Diş sayısı | n_t |
| 10) Stator yarıçapı | r_s |
| 11) Rotor diş üstü yarıçapı | r_r |
| 12) Rotor diş dibi yarıçapı | r_b |
| 13) Açıklık | c_r |

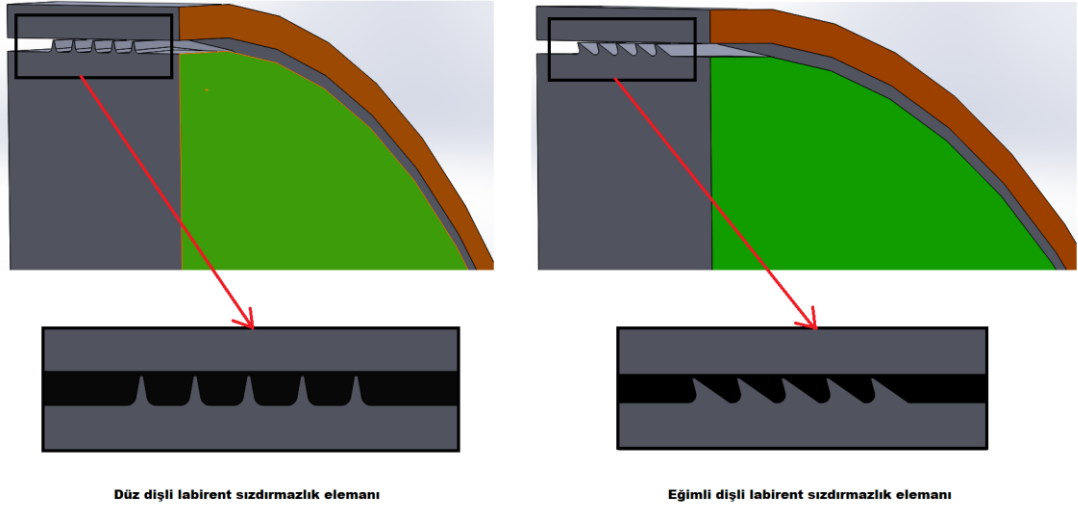
Devam eden bölümde labirent keçe kaçak debi belirleme yöntemleri genel olarak değerlendirilmiştir.



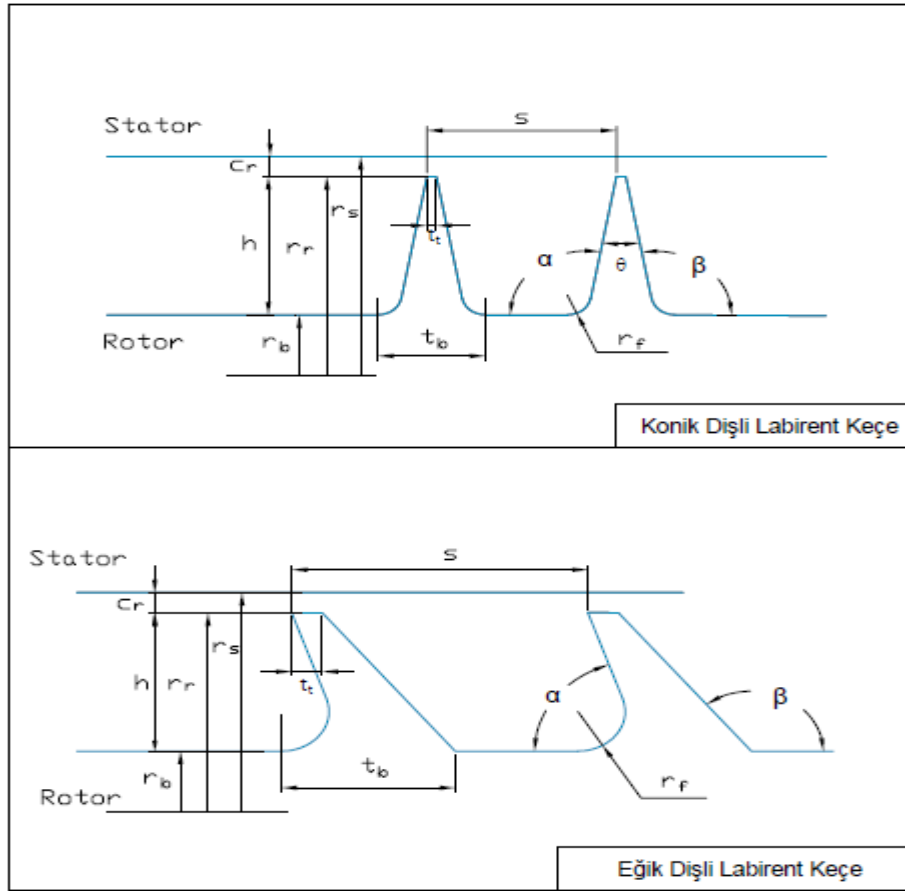
Şekil 1. 6. Labirent sızdırmazlık elemanı üzerinden oluşan akış formları



Şekil 1. 7. Labirent keçe uygulaması



Şekil 1. 8. Düz ve eğik dişli labirent keçe şemaları



Şekil 1. 9. Labirent keçe geometrik boyutları ve sembolizasyonu

1.4. Literatür Taraması

Labirent sızdırmazlık elemanları üzerine bilimsel çalışmalar yüz yılı aşkın bir süredir devam etmektedir. Literatürde rastlanan ilk çalışmalar genellikle kaçak debinin belirlenmesi için debi korelasyonlarının geliştirildiği analitik ve deneysel çalışmalardan oluşmaktadır [3-10]. Geliştirilen debi korelasyonları sıkıştırılabilir akış için düz dişli labirent keçelerde kullanılmaktadır.

Daha sonraları HAD analizinin yaygınlaşmasıyla deneysel ve analitik çalışmalarla desteklenen sayısal çözümler yaygın yapılmaya başlanmıştır. HAD analizleri ile geometrik tüm detayların dikkate alınması, farklı parametrelerin kolaylıkla incelenebilmesi ve akışın görsellenebilmesi birçok gelişim için faydalı olmuş ve HAD analizleri yoğunlaşarak devam etmektedir [11,12].

Labirent keçeler üzerine literatürde oldukça fazla sayıda yayın bulunmaktadır. Burada, tez konusu eğik dişli labirent keçeler olduğundan daha çok bu konudaki yayımlar incelenmiştir.

Stocker vd. [13] labirent keçeler için farklı tasarımlar oluşturarak, basamaklı, eğik vb. gibi dokuz farklı geometriyi test ederek akış fonksiyonunun basınç oranına göre değişim eğrilerini elde etmişlerdir. Eğimli dişli labirent keçe için elde edilen akış fonksiyonunun düz dişli basamaklı labirent keçeye göre düşük olduğu gözlenmiştir.

Stocker vd. [14] geniş kapsamlı bir çalışmada optimum labirent keçe tasarımı için labirent keçe geometrik özelliklerinin sızdırmazlık performansına etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Farklı labirent keçe tasarımları arasında, akışa ters yönde eğimlendirilmiş basamaklı labirent keçe de bulunmaktadır. Bu tasarımda dış eğim açısı 50° ve 70° olarak alınmıştır. Basamaklı olmayan klasik bir eğik dişli labirent keçe tasarımlar arasında yer almamaktadır. Sonuç olarak aynı açıklık ve basınç oranında basamaklı labirent keçe için 50° eğik diş 70° eğik dişte daha düşük akış fonksiyonuna sahip olduğu belirtilmiştir.

Brownell vd. [15] labirent keçelerde oluşan akışı halografik yöntem ile görselleştirmişlerdir. İncelenen labirent keçe geometrileri; diş sayısı 2 olan düz dişli labirent keçe, diş sayısı 4 olan 45° eğik dişli labirent keçe, diş sayısı 5 olan düz dişli labirent keçe ve diş sayısı 5 olan basamaklı labirent keçe olarak belirlenmiştir. İncelemenin akış görsellemesi yönünde olduğu bu çalışmada incelenen geometriler için akış fonksiyonu-basınç oranı eğrileri verilmiştir. İncelenen 45° eğik dişli labirent

keçe geometrik ölçüleri verilmiş ve akış oluşumu görselleştirilmiştir. Nihai olarak eğik dişin kaçak debiyi azaltan yönde etki oluşturduğu belirtilmiştir.

Rhode ve Hibbs [16] düz dişli labirent keçe diş uç kalınlığının sızdırmazlık performansı üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Düz dişli labirent keçe için sızdırmazlık performansının, labirent dişler arasındaki akışkanın türbülans oluşturduğu, birinci ve ikinci boşluğa bağlı olduğunu, diş kalınlığının sızdırmazlık performansına etkisinin neredeyse hiç olmadığını belirtmişlerdir. Ayrıca, birinci ve ikinci hatvelerin dolayısıyla birinci ve ikinci dişlerin kaçak debi üzerinde daha etkin olduğu rapor edilmiştir.

Millward ve Edwards [17] farklı labirent keçe konfigürasyonlarının (düz, eğik, basamaklı, bal petekli) testlerini yapmıştır. Farklı açıklıklar 13000 d/dk rotor hızında test edilmiştir. Eğik diş olarak 5 dişli labirent keçede diş ön eğim açısı 50° ve diş arka eğim açısı 145° olarak alınmıştır. Eğik dişin akış fonksiyonun düz dişe göre düşük olduğu raporlanmıştır. Ancak, makalede test sonuçlarının güvenilirliği konusunda olumsuz ifadeler bulunmaktadır. Bununla birlikte, testleri yapılan labirent keçeye ait tüm geometrik ölçüler paylaşılmıştır. Bu makalede verilen labirent keçe boyutları bu tez çalışmasında referans olarak kullanılmıştır.

Prasad vd. [18] eğik dişli labirent keçelerin hem testlerini hem de Fluent programında HAD analizlerini yapmışlardır. Deneysel çalışmalarında 1,003'den 1,826'ya kadar değişen basınç oranlarında açıklığı 0,20-0,40-0,60 olarak test etmişlerdir. Test ve HAD sonuçlarını karşılaştırmışlar ve %11'lik bir sapmanın olduğunu belirtmişlerdir.

Wang vd. [19] basamaklı bir labirent keçede dişin basamaktaki eksenel konumunu HAD analizi ile incelemiştir. Analizler Ansys-Fluent'de yapılmıştır. Analizlerde türbülans modeli olarak k-epsilon RNG türbülans modelini standart duvar fonksiyonu ile birlikte kullanmıştır. HAD analiz sonuçlarının açık literatürdeki deneysel sonuçlara yakın sonuçlar verdiği belirtilmiştir.

Gamal ve Vance [20] dikdörtgen ve konik diş profilinin ve diş uç kalınlığının kaçak debi üzerindeki etkisini bir test düzeneği üzerinde incelemiştir. İnceleme 2, 4 ve 6 dişli keçe için yapılmıştır. Diş kalınlığının 2 kat artmasının kaçak debiyi %20 azalttığını net olarak belirtmişlerdir. Ancak diş profili ile ilgili değişken profiller için gerçekleştirilen testlerde aynı netlikte sonuçlar elde edememişler bazı durumlarda kaçak debi artarken bazı durumlarda azaldığını ve tartışmalı sonuçların elde edildiğini

rapor etmişlerdir. Fakat yine de diş profilinin kaçak debi üzerinde etkili olduğunu göstermişlerdir.

Nishii vd. [21] eğik dişli labirent keçeler için eğim açısına göre akış yönünün kaçak debideki etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. İncelemelerde diş eğim açıları 15° ile 55° arasında değiştirilmiştir. İncelemede ayrıca labirent keçede oluşan akış deneysel olarak su kullanımı ile görselleştirilmiştir. Akış doğrultusunun kaçak debiyi değiştirdiği ifade edilmiştir.

Pugachev ve Degen [22] dişlerin stator üzerinde yer aldığı 20 adet dişli labirent keçenin HAD analiz sonuçlarını rotordinamiği katsayılarının hesaplanmasında kullanmıştır. Testler ve HAD analizleri 0,15 ile 0,25 arasında değişen basınç oranlarında ve 10200, 15200 ve 20200 d/dk rotor dönme hızlarında gerçekleştirilmiştir. Test ve HAD analizlerinin sonuçları karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalarda HAD analizleri ile elde edilen değerler test değerlerinden bir miktar küçük olmakla beraber iki yöntem ile de yakın sonuçlar elde edilmiştir.

Simak vd. [23] kendi yazdıkları sonlu hacimler yöntemi ile 20 dişli bir labirent keçe için değişik çalışma şartlarında kaçak debi yanında akışın rotora uyguladığı momenti de hesaplamıştır. Çözümde 2-B silindirik koordinatlarda $k-\omega$ türbülans modeli ve yakın duvar fonksiyonu kullanılmıştır. Farklı basınç oranları ve devir sayıları için kaçak debi belirlenmiştir.

Bellaouar vd. [24] bir gaz pompası ünitesi için labirent sızdırmazlık elemanı seçimi konusunda sonlu elemanlar yöntemini kullanarak bir optimizasyon çalışması yapmıştır. Çalışma sonunda 80° eğik dişli bir labirent sızdırmazlık elemanı elde etmişlerdir. Burada diş eğim açısı 90° 'den 80° 'ye düşürüldüğünde, labirent keçe akışında on hatvede basıncın önemli ölçüde düştüğünü belirtmişlerdir.

Mehta ve Childs [25] ele aldıkları bir labirent sızdırmazlık elemanı üzerinde bütün geometrik özellikleri sabit tutarak, sadece diş eğim açısını 75° eğimli olacak şekilde tasarlamış ve rotordinamik karakteristikler ile sızdırmazlık performansını belirlemek için test etmişlerdir. Bu testlerde kullanılan labirent keçelerde dişler stator üzerindedir. Düz dişli ve eğimli dişli labirent keçeler için kullandıkları geometrik ölçüleri ve sınır şartlarını paylaşmışlardır. Testler sonucu elde edilen kaçak debiler karşılaştırılmış ve eğik dişin yaklaşık %10 daha az kaçırdığı belirtilmiştir.

Chougule vd. [26] labirent keçe diş uç geometrisinin kaçak debideki etkisini HAD analizi ile incelemiştir. İnceleme; düz ve eğik (75°) dişli labirent keçenin hem

düz stator ve hem bal peteği ile uygulanması dikkate alınmıştır. Ayrıca bu uygulamalar diş uçlarına basamaklar ilave edilerek de tekrar edilmiştir. İncelemede tüm uygulamalar için diş sayısı dört olarak alınmıştır. Genel olarak, eğik dişli labirent keçe akış fonksiyonu düz diştten küçük çıkmıştır.

Doğu vd. [27] düz dişli labirent keçede dişin mantar şeklinde aşınması durumunu HAD analizi ile inceleyerek, aşınmış diş geometrisinin sızdırmazlık performansına etkisini belirlemiştir. Analizler Ansys-Fluent programında, 2 boyutlu aksenel simetrik koordinatlarda yapılmıştır. Türbülans modeli olarak k-epsilon, realizable ve duvar fonksiyonu olarak enhanced wall treatment kullanılmıştır. HAD analizi sonuçları literatürde yer alan debi korelasyonları ile ve FlowMaster programı ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca, HAD analizi sonuçları deneysel sonuçlar ile de karşılaştırılmış ve yakın değerler elde edilmiştir. Çalışmada; temel alınan düz dişli labirent keçe için farklı açıklıklarda (0,254 mm, 0,508 mm, 1,016 mm ve 2,032 mm) analizler gerçekleştirilmiş ve artan açıklık değerlerinde kaçak debinin artış oranı belirlenmiştir. Ayrıca; farklı basınç oranları (1,5-3,5), diş sayıları (1-12), rotor dönme hızları (0-80 krpm) için analizler gerçekleştirilmiş ve sonuçlar paylaşılmıştır. Artan basınç oranı ile kaçak debinin artma oranı, artan diş sayısı ve rotor dönme hızları ile kaçak debinin azalma oranı belirlenmiştir.

Doğu vd. [28,29] rotordaki düz dişin yuvarlanmış şekilde aşınması ve karşısında da farklı formlarda aşınma oyuğu oluşması durumundaki kaçak debi değişimini incelemişlerdir. Böylece aşınmış diş ve statorun kaçak debideki etkisi belirlenmiştir.

Görüldüğü gibi literatürde labirent keçelerin sızdırmazlık performansına ilişkin çok sayıda çalışma mevcuttur. Buradaki literatür taramasında tez konusuna yönelik olarak özellikle düz ve eğik dişli labirent keçelerin sızdırmazlık performansını içeren çalışmalar hakkında bilgi verilmiştir. Çalışmalarda kaçak debi belirlenmesine yönelik testler ve HAD analizleri yanında analitik denklemler geliştirildiği de görülmektedir.

Labirent sızdırmazlık elemanlarının sızdırmazlık performanslarına ilişkin incelenen yayınlar içerisinde eğik dişin etkisinin değişken diş eğim açıları için incelendiği bir çalışmaya rastlanmamıştır. Yapılan az sayıdaki inceleme ise sadece bir eğim açısı için yapılmıştır. Bu tez çalışmasında farklı eğim açıları için labirent keçe kaçak debisi belirlenmiştir. Takip eden bölümde tez çalışmasının amaç ve kapsamı açıklanmıştır.

1.5. Tezin Amacı ve Kapsamı

Tezin amacı, gaz türbinli motorlarda kullanılan labirent sızdırmazlık elemanlarında meydana gelen kaçak debinin labirent dişlerin eğim açısına bağlı olarak hesaplanmasıdır. Hesaplama HAD analizleri kullanılarak yapılmıştır. HAD analiz prosedürü öncelikle literatürdeki labirent sızdırmazlık elemanlarından gerçekleşen kaçak debinin hesaplandığı çalışmalar incelenip tekrar edilerek doğrulanmıştır. İncelenen ve tekrar edilen çalışmalar sonucunda yöntemin doğruluğu teyit edildikten sonra analizler yapılmıştır.

Tez kapsamında ele alınan düz yerleştirilmiş 5 dişli bir labirent sızdırmazlık elemanı, diğer bütün özellikleri sabit tutularak sadece diş eğim açıları 35° - 45° - 60° - 75° - 80° - 85° - 90° - 100° değerlerinde olacak şekilde değiştirilmiş ve HAD analizleri yapılmıştır. Böylece HAD analizleri sonucunda; gaz türbinli motorlarda genellikle düz dişli olarak kullanılan labirent sızdırmazlık elemanlarında diş eğim açısının kaçak debiye etkisi belirlenmiştir.

2. LABİRENT KEÇE KAÇAK DEBİ BELİRLEME YÖNTEMLERİ

Labirent keçelerde kaçak debi belirlenmesinde kullanılan yöntemler genel olarak üç grupta toplanabilir. Bunlar;

- 1) Deneysel yöntem ile kaçak debi belirleme
- 2) Analitik yöntem ile kaçak debi belirleme
- 3) Sayısal (HAD analizi) yöntem ile kaçak debi belirleme

Bu üç yöntem de labirent keçe kaçak debi belirlenmesinde yaygın olarak kullanılmaktadır.

1) Deneysel yöntem ile kaçak debi belirleme:

Labirent keçe kaçak debi belirleme yöntemleri arasında en doğru sonucu veren yöntem deneysel yöntemdir. Deneysel yöntem, labirent sızdırmazlık elemanı uygulamalarındaki çalışma şartlarının tam anlamıyla temsil edildiği sistem üzerinden ölçülmesi ile gerçekleştirilir.

Açık literatürde düz dişli labirent keçeler için deneysel yöntem kullanılarak kaçak debinin belirlendiği yani sızdırmazlık performansının incelendiği oldukça çok çalışma bulunmaktadır. Ancak düz ve eğik dişli labirent keçelerin birlikte deneysel yöntem ile sızdırmazlık performansı bakımından incelendiği çalışma oldukça sınırlı sayıdadır. Bu tez kapsamında gerçekleştirilen literatür araştırmalarında, Millward ve Edwards [17] ve Mehta ve Childs [25] tarafından gerçekleştirilen çalışmalarda kaçak debinin düz ve eğik dişli labirent keçelerin her ikisi için de deneysel yöntem ile belirlendiği görülmüştür.

Labirent keçe deneysel çalışmalarında kullanılan test düzeneklerine ilişkin örnek bir düzenek Şekil 2.1’de gösterilmiştir [30].

Deneysel kaçak debi ölçümü çok fazla zaman gerektirir ve maliyetlidir. İncelenmek istenen her yeni geometrik durum için test düzeneğinde modifikasyon gerekir. Bununla birlikte her labirent keçe için mutlak sonucu veren yöntem deneysel yöntemdir.



Şekil 2. 1. Labirent keçe kaçak debi ölçümü için test düzeneği [30]

2) Analitik yöntem ile kaçak debi belirleme:

Labirent keçeler için analitik kaçak debi hesaplamada kesit daralmasının olduğu orifis geometrisi için geliştirilen denklemler kullanılmaktadır. Yüksek basınç bölgesinden düşük basınç bölgesine doğru gerçekleşen akış, labirent keçe dışlarında meydana gelen kesit daralmasının etkisi ile kısılmaya maruz kalmaktadır. Kısılma bölgesinde akışkanın hızı yükselirken basıncı düşmektedir. Analitik denklemler kullanılarak geliştirilen kaçak debi korelasyonları deneysel yöntemlerle doğrulanmış ve deneysel olarak elde edilen daralma katsayıları ile doğrulukları arttırılmıştır [31]. Kaçak debi korelasyonları genel olarak labirent keçe geometrisine, diş sayısına ve açıklığa bağlı olarak verilmiştir. Açık literatürde eğik diş etkisinin kaçak debi hesabında kullanıldığı bir korelasyona rastlanmamıştır. Bu korelasyonlar ön tasarımlarda başarılı bir şekilde kullanılmaktadır.

Bu korelasyon denklemlerinin geliştirilmesine temel teşkil eden orifis metre denklemleri sürtünmesiz sıkıştırılmaz akış için aşağıda verilmiştir. Şekil 2.2.a'deki orifis metre için kaçak debi miktarı aşağıdaki denklem ile hesaplanabilir. Bu denklem kesit daralması yöntemiyle elde edilmiştir.

$$\dot{m} = \rho V_2 A_2 = \rho A_2 \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2\right]}} \quad (2.1)$$

Bu denklemde;

\dot{m} : Kaçak debi [kg/s]

ρ : Akışkanın ortalama basınçtaki yoğunluğu [kg/m³]

V_2 : Akışkanın 2 noktasındaki hızı [m/s]

A_1 : Akışın 1 noktasındaki kesit alanı [m²]

A_2 : Akışın 2 noktasındaki kesit alanı [m²]

P_1 : Akışkanın 1 noktasındaki basıncı [kpa]

P_2 : Akışkanın 2 noktasındaki basıncı [kpa]

olarak ifade edilmektedir.

Martin tarafından kaçak debi korelasyonu sıkıştırılabilir akış için Şekil 2.2.b'de verilen labirent keçe geometrisine yönelik olarak geliştirilmiştir [31]. Bu denklemin geliştirilmesi aşağıda tüm adımları gösterilerek yapılmıştır.

Şekil 2.2.b'deki kısılma bölgesi akışkan hızı u aşağıdaki gibi analitik denklemler ile belirlenebilmektedir.

Daimi, sıkıştırılabilir akış için Bernoulli denklemi aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$gz + \int \frac{dP}{\rho} + \frac{v^2}{2} = \text{sabit} \quad (2.2)$$

Yatay akış için Şekil 2.2.b'deki labirent keçe geometrisindeki akış için akış hızı u ile gösterilerek düzenlenirse;

$$\frac{u^2}{2} = \int_{P_1}^{P_2} v dp \quad (2.3)$$

elde edilir. İzentropik akış kabulü için aşağıdaki ifadeler geçerlidir.

$$Pv^k = \text{sabit} \quad (2.4)$$

Ya da

$$vP^{1/k} = \text{sabit} \quad (2.5)$$

Burada;

$k = c_p/c_v$ olarak ifade edilen k akışkan özgül ısıları oranıdır ve izentropik üst katsayısıdır.

Denklem 2.3 ve Denklem 2.5 birleştirilirse;

$$\frac{u^2}{2} = P_1 v_1 \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1/k)} \right] \quad (2.6)$$

ifadesi elde edilir. Bu ifadedeki $\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1/k)}$ ifadesi binominal seri olarak açılırsa;

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1/k)} = 1 + \frac{k-1}{k} \frac{P_2 - P_1}{P_1} + \frac{[(k-1)/k]\{[(k-1)/k]-1\}}{2} \left(\frac{P_2 - P_1}{P_1} \right)^2 + \dots \quad (2.7)$$

ifadesi elde edilir. Elde edilen bu ifadede $\left(\frac{P_2 - P_1}{P_1} \right)^2$ ifadesi $\frac{P_2 - P_1}{P_1}$ ifadesinin yanında ihmal edilebilir. Böylece serinin ilk iki terimi dikkate alınır ve Denklem 2.6'da yerine yazılırsa;

$$\frac{u^2}{2} = -v_1 (P_2 - P_1) \quad (2.8)$$

elde edilir.

Bu aşamada, bir boyutlu süreklilik denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{m} = \rho_2 u A = \frac{u A}{v_2} \quad (2.9)$$

Buradaki özgül hacim adyabatik genişleme için;

$$v_2 = v_1 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{1/k} \quad (2.10)$$

olarak yazılabilir. Buradaki $\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(-1/k)}$ ifadesi yerine de Denklem 2.7'deki ifade yazılırsa;

$$v_2 = v_1 \left[1 - \frac{1}{k} \left(\frac{P_2 - P_1}{P_1} \right) \right] \quad (2.11)$$

ifadesi elde edilir. Elde edilen bu ifade denklem 2.10'da yerine yazılıp denklem 2.8 ile birleştirilirse;

$$\left(\frac{\dot{m}}{A} \right)^2 = \frac{-2(P_1 - P_2)}{v_1 \left[1 - \frac{2}{k} \left(\frac{P_2 - P_1}{P_1} \right) \right]} \quad (2.12)$$

ifadesi elde edilir. Elde edilen bu ifadede $P_1 v_1 = P_0 v_0$ özelliği kullanılır, $P_2 - P_1 = \delta p$, $\delta p / \delta x = dp / dx$ dönüşümleri yapılır ve denklem δx ifadesi ile bölünürse;

$$\left(\frac{\dot{m}}{A} \right)^2 \frac{1}{\delta x} - \left(\frac{\dot{m}}{A} \right)^2 \left(\frac{2}{k} \right) \frac{1}{P_1} \left(\frac{dp}{dx} \right) = \frac{-2}{P_0 v_0} P_1 \frac{dp}{dx} \quad (2.13)$$

diferansiyel ifadesi elde edilir. Burada labirent keçe boyunca integral ifadeleri gösterilirse;

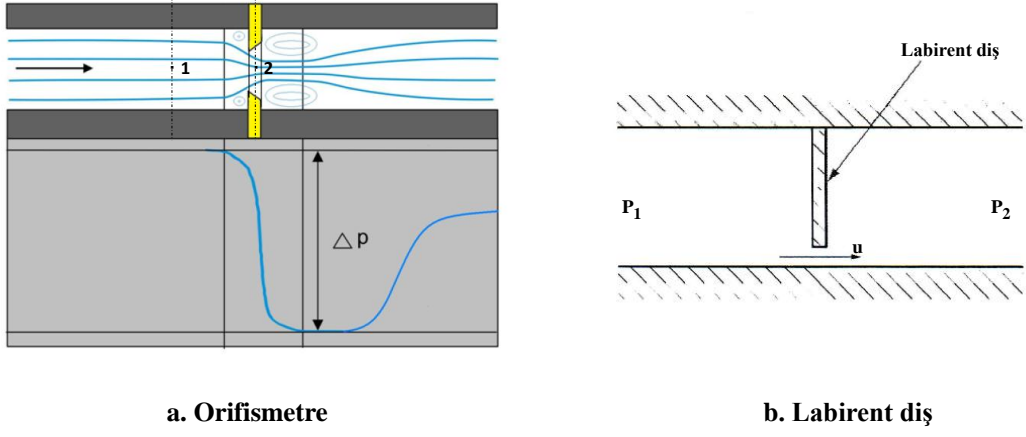
$$\left(\frac{\dot{m}}{A} \right)^2 \frac{1}{\delta x} \int_{x_0}^{x_n} dx - \left(\frac{\dot{m}}{A} \right)^2 \left(\frac{2}{k} \right) \int_{P_0}^{P_n} \frac{dp}{P} = \frac{-2}{P_0 v_0} \int_{P_0}^{P_n} P dp \quad (2.14)$$

integrali elde edilir. Bu integralin çözümünden $\frac{x_n - x_0}{\delta x} = n$ elde edilir ki bu da labirent keçe diş sayısıdır. Tüm ifade düzenlenirse;

$$\dot{m} = A \sqrt{\frac{P_0 \left[1 - \left(\frac{P_n}{P_0} \right)^2 \right]}{v_0 \left[n + \ln \left(\frac{P_n}{P_0} \right) \right]}} \quad (2.15)$$

ifadesi elde edilir. Bu ifade de Martin denklemi olarak bilinen, labirent keçelerde kaçak debi hesabında kullanılan kaçak debi korelasyonudur.

Açık literatürde kaçak debi hesaplamalarına yönelik geliştirilen korelasyonlar buradaki kısılma etkisi kullanılarak elde edilmiştir.



Şekil 2. 2. Orifis metre ve labirent keçe karşılaştırması [31]

3) Sayısal (HAD analizi) yöntem ile kaçak debi belirleme:

Labirent keçe kaçak debi belirlemede deneysel yöntemin zorluğu ve analitik yöntemlerin sınırlı oluşu HAD analizlerine bir yönelme oluşturmuştur. HAD analizlerinde tüm parametrelerin kolaylıkla değiştirilmesi yanında akışın görsel hale getirilmesi ile kaçak debiyi etkileyecek akış oluşumlarının gözlenmesi ve değerlendirilmesi mümkün olmuştur.

Bu tez kapsamında kaçak debinin belirlenmesinde HAD analizi yöntemi kullanılmıştır. HAD analizi yöntemi sayısal bir yöntemdir. HAD analizi yönteminde akışın fiziğine uygun korunum denklemleri sayısal metotlarla bilgisayar ortamında çözülmektedir. Bu tez kapsamında yapılan analizlerde kütle korunumu ve momentumun korunumu denklemlerinin yanında, sıkıştırılamaz akışta yoğunluk değişimine sıcaklığın etkisi için enerjinin korunumu denklemi çözülmektedir. Denklemler tez kapsamındaki akış problemi için sürekli rejimde, daimi sıkıştırılabilir akış için ve silindirik koordinatlarda, radyal ve aksel yöndeki değişimler dikkate alınarak çözülmektedir. Aşağıda 2 boyutlu korunum denklemlerinin diferansiyel formları verilmiştir.

Kütlenin korunumu denklemi;

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(r\rho u_r)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} = 0 \quad (2.16)$$

Radyal yöndeki momentumun korunumu denklemi;

$$u_r \frac{\partial \rho u_r}{\partial r} + u_z \frac{\partial \rho u_r}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial r} + \rho g_r + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_r}{\partial r} \right) - \frac{u_r}{r^2} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right] \quad (2.17.a)$$

Eksenel yöndeki momentumun korunumu denklemi;

$$u_r \frac{\partial \rho u_z}{\partial r} + u_z \frac{\partial \rho u_z}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right] \quad (2.17.b)$$

Enerjinin korunumu denklemi;

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) + \frac{\dot{q}}{k} = 0 \quad (2.18)$$

Labirent keçeler için sızdırmazlık performansı çalışmalarında sayısal yöntemler sıklıkla kullanılmaktadır. Özellikle düz dişli labirent keçeler için açık literatürde çokça çalışma yer almaktadır [27-29]. Ancak eğik dişli labirent keçeler için çok az sayıda çalışma bulunmaktadır.

3. LABİRENT KEÇE HAD MODELİ ve ANALİZ MATRİSİ

Labirent keçe diş eğim açısının kaçak debiye etkisinin incelenmesi için, öncelikle çok az sayıdaki eğik diş çalışmalarından birisi olan Millward ve Edwards [17] tarafından verilen geometri bu çalışmada referans olarak kullanılmıştır. Bu sayede karşılaştırma da yapılabilecektir. İncelenen bu labirent keçe geometrisi Şekil 3.1.a'da gösterildiği gibi 5 dişten oluşmaktadır. Şekil 3.1.a'da ayrıca incelenen tüm diş eğimleri için oluşturulan geometriler de gösterilmiş ve konik diş ile karşılaştırmalı olarak Şekil 3.1.b'de ifade edilmiştir. Eğik dişli labirent keçeler ile konik dişli labirent keçe geometrilerini karşılaştırmayı kolaylaştırması açısından dikdörtgen dişlerden oluşan bir labirent keçe geometrisi de oluşturulmuştur. Bu geometri de Şekil 3.1.a'da gösterilmiştir. Şekil 3.1.a'da verilen ölçüleri tanımlayan tüm boyutlar için parametrik çalışma amacıyla sembol tanımlamaları Şekil 1.9'da yapılmıştır. Ayrıca, Çizelge 3.1'de konik ve eğik labirent keçenin tüm geometrisini tanımlayan bu boyutların değerleri listelenmiştir.

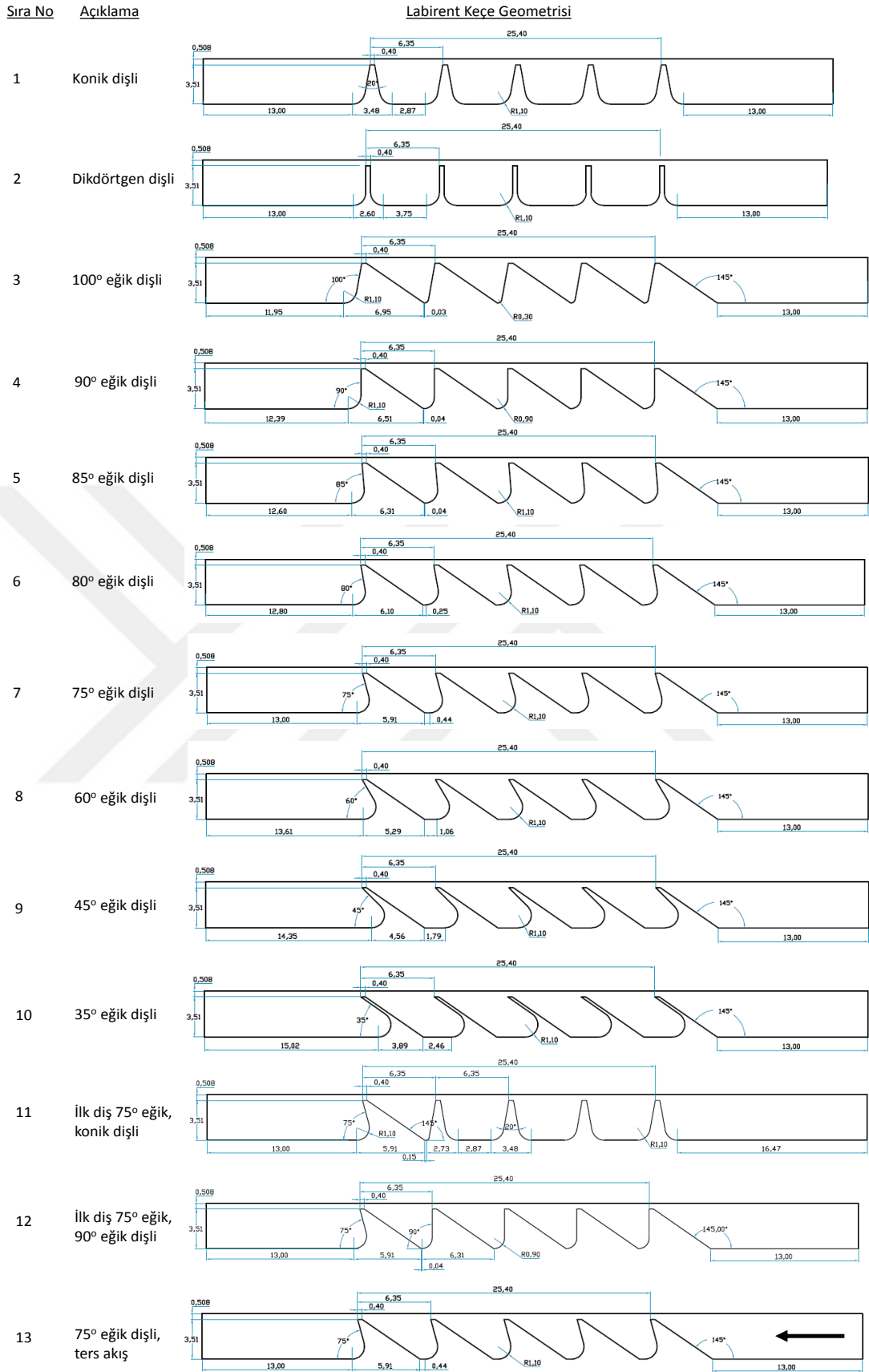
Konik dişli labirent keçenin diş yüksekliği ve hatvesi sırasıyla $h=3,51$ mm ve $s=6,35$ mm'dir. Diş yapısı, tabandan uca doğru dişin kalınlığı azalacak şekilde konik açılı bir formdadır. Diş kalınlığı; tabanda $t_b=3,48$ mm ve uçta $t_t=0,4$ mm'dir. Böylece, diş kenarları arasında oluşan koniklik açısı $\theta=20^\circ$ olmaktadır. Diş ucu bu açığa göre keskin köşeli şekildedir. Diş dibi ise her iki tarafında $r_f=1,1$ mm yarıçapında bir yuvarlanmaya sahiptir. Diş üstündeki açıklık ise labirent keçeler için yaygın bir çalışma durumu olan $c_r=0,254$ mm ve $0,508$ mm değerinde alınmıştır. Şekil 3.1.a'daki geometrik gösterimde $c_r=0,508$ mm olacak şekilde gösterilmiştir. $C_r=0,254$ mm olarak incelenen elemanlarda diğer bütün özellikler sabit olarak tutulmuştur.

Dikdörtgen dişli labirent keçe geometrisi konik dişli keçe geometrisindeki 20° koniklik açısının kaldırılmasıyla elde edilmiştir. Böylece kısa kenarı $t_t=0,4$ mm ve uzun kenarı $h=3,51$ mm olan dikdörtgen şeklinde dişler oluşturulmuştur. Diş dibi de yine her iki tarafında $r_f=1,1$ mm yarıçapında bir yuvarlanmaya sahiptir.

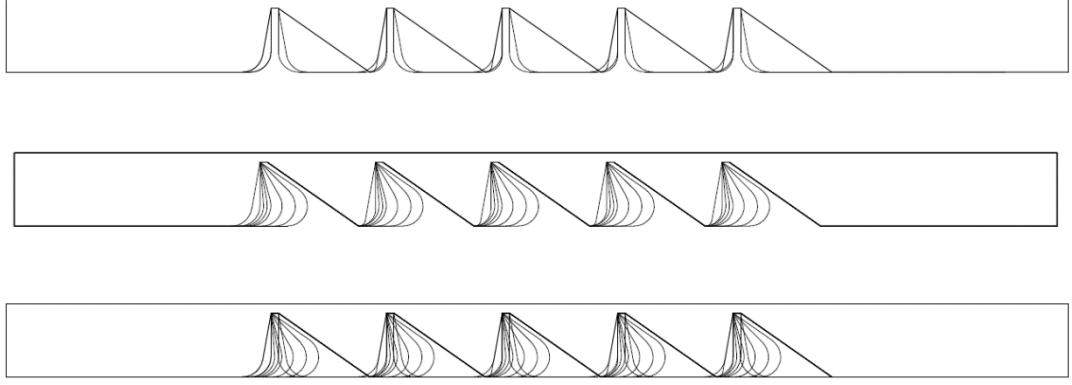
Eğik dişli labirent keçenin tüm boyutları birebir karşılaştırma yapabilmek amacıyla konik diş ile aynı tutulmaya çalışılmıştır ve birkaç boyut hariç tüm boyutlar aynıdır. Dişin eğimlenmesi esnasında özellikle diş yüksekliği ve hatvenin konik diş ile aynı kalması diş eğiminin salt olarak değerlendirilmesi açısından önemlidir.

İncelemede eğim açısının diğer boyutlar sabit kalırken konik bir diş için değiştirilmesi amaçlandığından, eğik diş yapısı Şekil 3.1.a'da gösterildiği gibi diş taban kalınlığı artırılarak oluşturulmuştur. Diş taban kalınlığı eğim açısına bağlı olarak $t_b=3,89-6,95$ mm arasında değişmektedir. Bu durumda düz dişe göre dişler arasındaki hatve, diş üst kısmında aynı kalırken diş tabanına doğru daralmaktadır. Elbette düz dişe göre sadece eğimin değerlendirilmesi açısından bu durum bir fark oluşturabilecektir. Diş tabanına yaklaşırken hatve kavitesinin daralmasının kaçak debiye etkisinin birincil seviyede olmayacağı tahmin edilmektedir.

Eğik diş için diş eğim açısı, dişin yüksek basınç tarafındaki (ön yüz) (α) açısı ile tanımlanmıştır. Bu diş eğim açısı $\alpha=35^\circ-45^\circ-60^\circ-75^\circ-80^\circ-85^\circ-90^\circ-100^\circ$ değerleri alınarak değiştirilmiştir. Diş arka yüzündeki açı ($\beta=145^\circ$) sabit tutulmuştur. Buna göre, diş koniklik açısı ise diş eğim açısına bağlı olarak $\theta=0-65^\circ$ aralığında değişmiştir.



Şekil 3. 1. a. İncelenen konik, dikdörtgen ve eğik dişli labirent keçe geometrileri



Şekil 3. 1. b. İncelenen konik, dikdörtgen ve eğik dişli labirent keçe geometrileri karşılaştırması

Geometriler üzerinde verilen sayısal değerlerin sembolik karşılıkları Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3. 1. Düz ve eğik dişli labirent keçe için geometrik büyüklükler

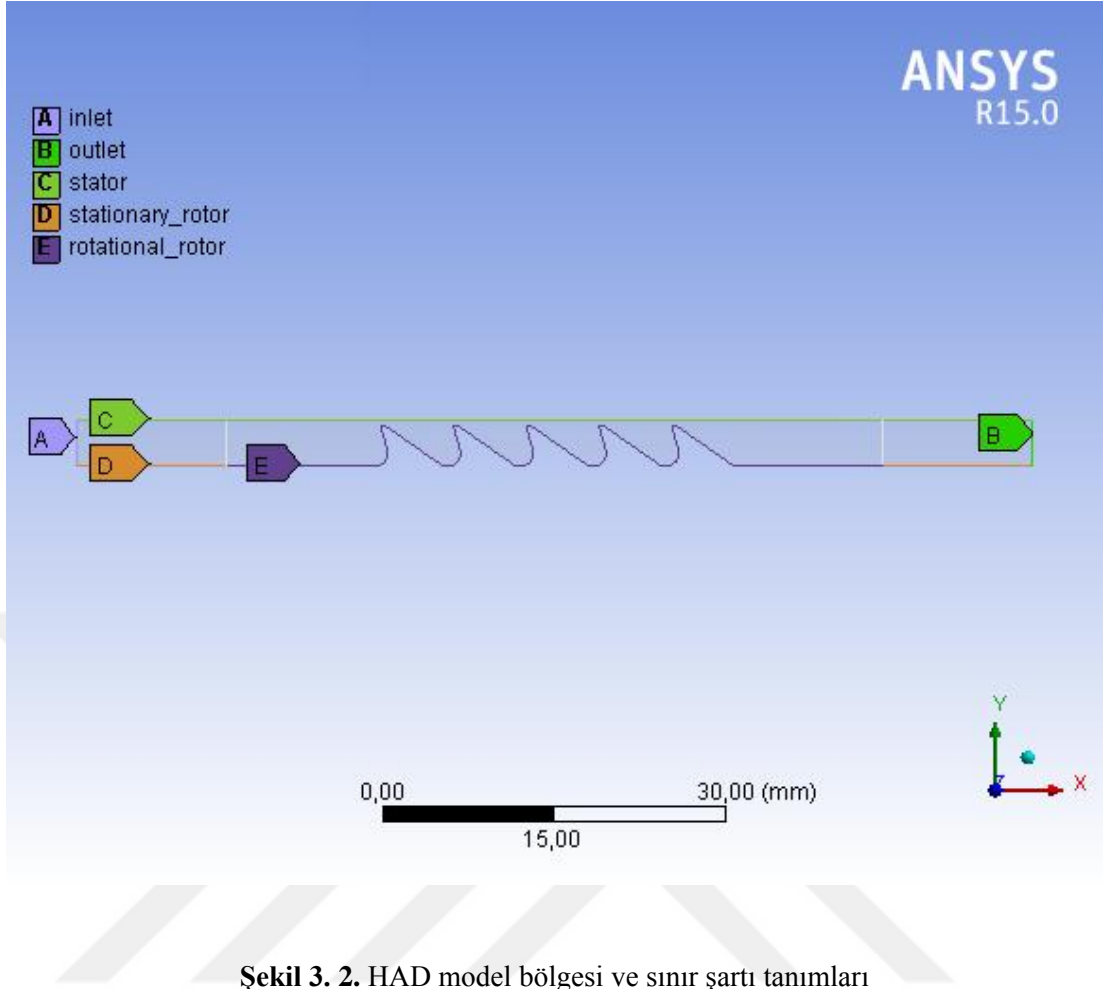
	İsim	Sembol	Konik diş	Eğik diş	Birim
1	Diş yüksekliği	h	3,51	3,51	mm
2	Hatve	s	6,35	6,35	mm
3	Diş uç kalınlığı	t_t	0,4	0,4	mm
4	Diş taban kalınlığı	t_b	3,48	3,89-6,95	mm
5	Diş dibi yuvarlanma yarıçapı	r_f	1,1	0,3-1,1	mm
6	Diş ön açısı	α	100	35-100	derece
7	Diş arka açısı	β	100	145	derece
8	Diş koniklik açısı	θ	20	0-65	derece
9	Diş sayısı	n	5	5	adet
10	Stator yarıçapı	r_s	388,254-388,508	388,254-388,508	mm
11	Rotor diş üstü yarıçapı	r_r	388	388	mm
12	Rotor diş dibi yarıçapı	r_b	384,49	384,49	mm
13	Açıklık	c_r	0,254-0,508	0,254-0,508	mm

HAD analizleri, 2 boyutlu eksenel simetrik koordinatlarda ANSYS-Fluent v.15 paket programı kullanılarak yapılmıştır. Analizler sürekli rejimde yapılmıştır. HAD modeli bölgesi, sınır şartı uygulanan sınırlar ve sınır şartı tanımlamaları Şekil 3.2’de gösterilmiştir. Labirent dişler öncesi ve sonrası eksenel yönde tam gelişmiş akışın oluşumu için, model geometrisi eksenel yönde diş yüksekliğinin dört katı kadar uzatılmıştır. Şekil 3.2’de gösterilen sınır tanımlamaları ve sınır şartları aşağıda açıklanmıştır.

- A. Inlet: Akışkanın labirent keçeye yönlendiği giriş bölgesidir. Burada toplam basınç ve sıcaklık tanımlamaları yapılmıştır. Sıcaklık 298 K olarak tanımlanmıştır. Basınç ise istenen basınç oranına göre belirlenmiştir.
- B. Outlet: Akışkanın labirent keçe bölgesini terk ettiği sınırdır. Burada statik basınç, atmosfer basıncı olarak (101,325 kPa) tanımlanmıştır.
- C. Stator: Sabit stator yüzeyleri kaymamazlık şartı ile adyabatik duvar olarak tanımlanmıştır.
- D. Stationary_rotor: Sabit rotor yüzeyleri kaymamazlık şartı ile adyabatik duvar olarak tanımlanmıştır.
- E. Rotational_rotor: Labirent dişlerin de yerleştirildiği rotor, eksenel simetrik silindirik koordinatlarda dönen duvar olarak tanımlanmıştır. Devir sayısı tanımlaması bu duvara yapılmıştır.

Bu tez kapsamındaki incelemelerdeki asıl amaç diş eğim açısının kaçak debi üzerindeki etkisini belirlemek olduğundan diğer geometrik parametreler ve çalışma şartları sabit tutulmuştur. Diş ile stator arasındaki açıklık $c_r=0,254$ mm ve $0,508$ mm alınmıştır. Çıkış atmosfer şartlarına olmak üzere labirent keçe üzerindeki basınç oranı $r_p=1,5$ olarak tanımlanmıştır. Labirent keçeye hava giriş sıcaklığı 298 K olarak alınmıştır. Labirent dişlerin bağlı olduğu rotor, hem sabit olarak $n=0$ d/dk ve hem de $n=13000$ d/dk devir sayısı ile dönüyor olarak tüm diş eğimleri için dikkate alınmış ve analizler yapılmıştır.

HAD analizlerinde hava akışı sıkıştırılabilir olarak dikkate alınmış ve yoğunluk değişimi için ideal gaz denklemi kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak, Ansys-Fluent programındaki “k-epsilon, realizable, enhanced wall treatment” tanımları kullanılmıştır. Programda tanımlanan hava özellikleri ise Çizelge 3.2’de listelenmiştir.

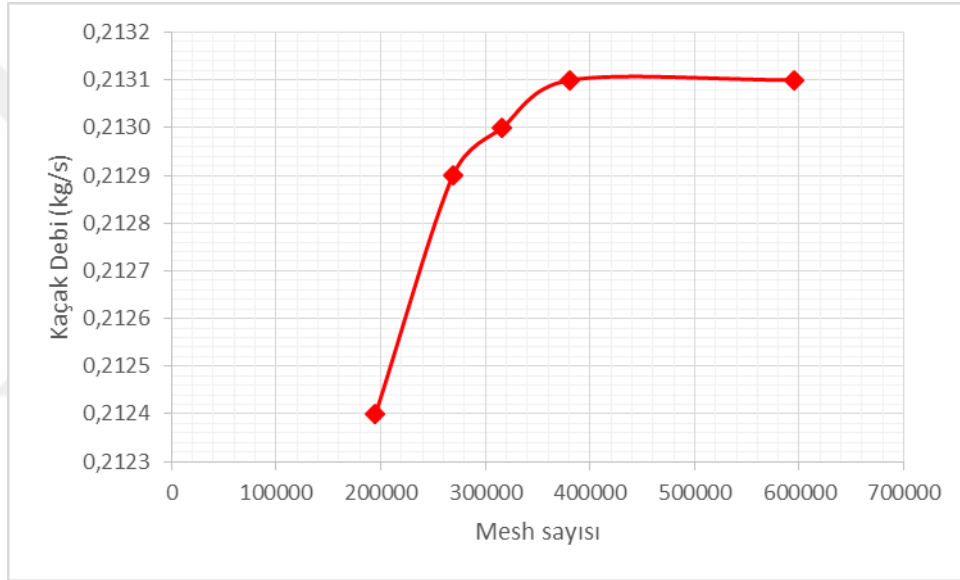


Çizelge 3. 2. HAD analizinde tanımlanan hava özellikleri

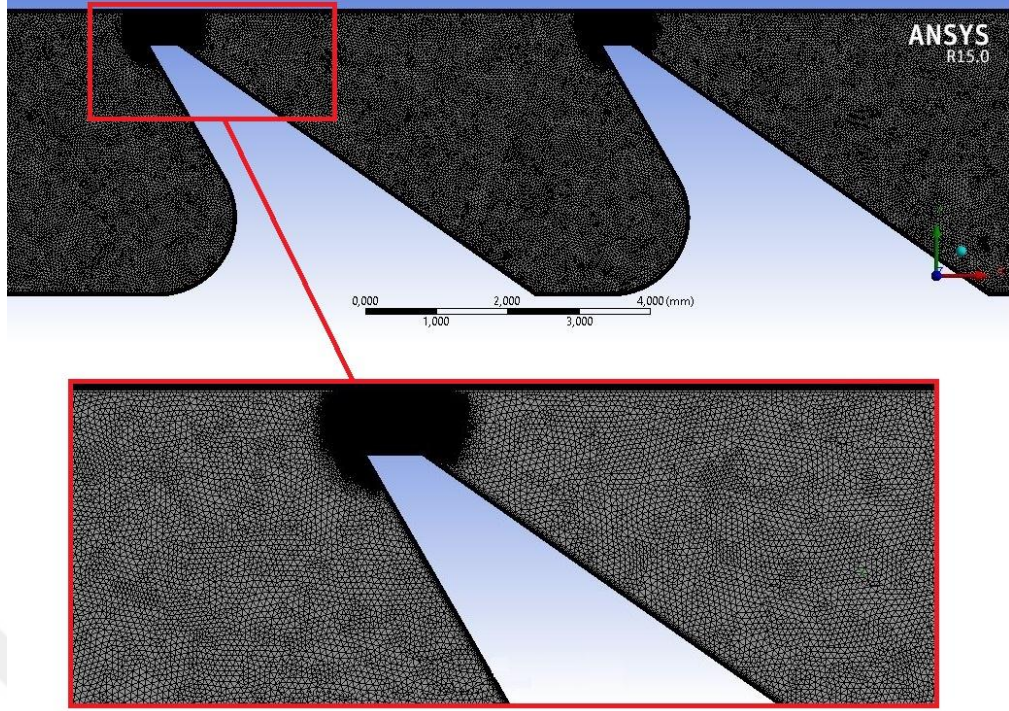
Sembol	Değeri	Birim	Açıklamalar
ρ	İdeal gaz denklemi	kg/m ³	Yoğunluk
c_p	1007	J/(kg K)	Özgül ısı
K	0,02551	W/(m K)	Isı iletim katsayısı
M	$1,849 \times 10^{-5}$	Pa·s	Dinamik viskozite

HAD model bölgesi çözüm ağı (mesh) oluşturulmasında, tüm duvar yüzeyler üzerine ağların sık yerleştirildiği bir tabaka (inflation layer) yerleştirilmiştir. Kısılmanın olduğu dış üstü bölgelerde ağ yapısı yerel olarak (sphere of influence)

sıklaştırılmıştır. Optimum mesh sayısının belirlenmesi için 75° eğik dişli eleman referans alınarak 0,508 mm açıklıkta ve sabit rotor durumunda analizler yapılmıştır. Analizler sonucunda elde edilen kaçak debiler mesh sayısına bağlı olarak Şekil 3.3’de gösterilmiştir. Şekil 3.3’de görüldüğü gibi mesh sayısı 400.000 elemanı aştığında kaçak debideki değişim çok düşük seviyelerde gerçekleşmektedir. Bu sebeple tüm analizlerde mesh sayısı ortalama 500.000 elemandan oluşacak şekilde yapılmıştır. Oluşturulan tipik ağ yapısı görüntüleri Şekil 3.4’de verilmiştir.



Şekil 3. 3. Kaçak debinin mesh sayısına bağlı değişimi



Şekil 3. 4. Ağ yapısı

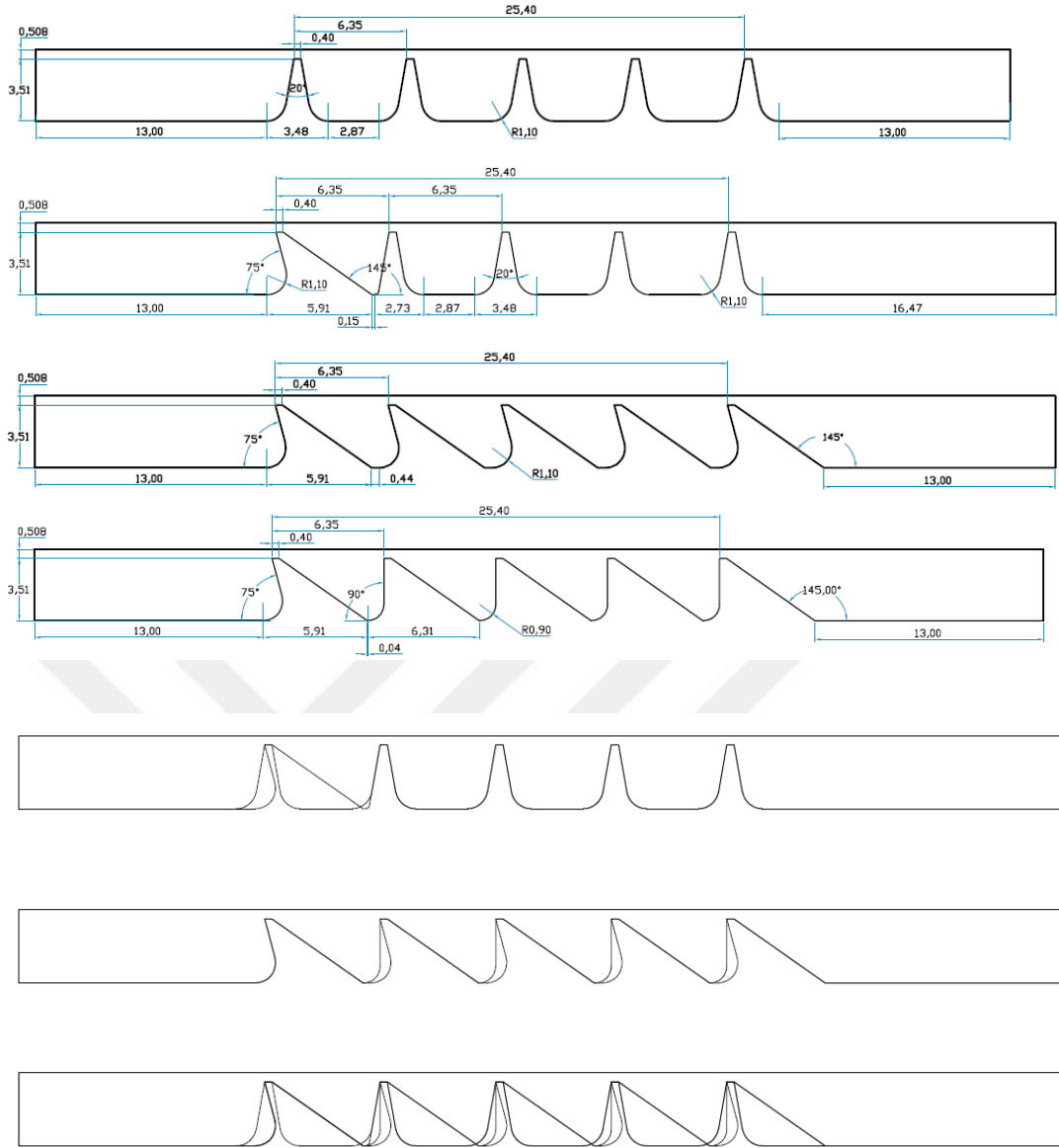
Tüm parametreler dikkate alınarak oluşturulan HAD analiz matrisi Çizelge 3.3’de listelenmiştir.

Aşağıdaki bölümde açıklanacağı üzere, konik ve eğik diş için akış alanı incelemeleri neticesinde sadece ilk dişin eğimlendirilmesinin etkisi ayrıca incelenmiştir. Bu inceleme de analiz matrisine dahil edilmiştir. Bu amaçla, sadece ilk dişin 75° eğimli olması hali sabit rotor için incelenmiştir. Bu geometri Şekil 3.5’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.3’de verilen analiz matrisindeki analizlerin sonuçları ve tüm değerlendirmeler Bölüm 4’de verilmiştir.

Çizelge 3. 3. HAD analiz matrisi

Analiz Sıra No	Açıklama	Diş eğim açısı, α , (°)	Açıklık, c_r (mm)	n (d/dk)	P_1 (kPa)	P_2 (kPa)	R_p	T_1 (K)
1	Konik	100	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298
2	Dikdörtgen	90	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298
3	Eğik	100	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298
4	Eğik	90	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298
5	Eğik	85	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298
6	Eğik	80	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298
7	Eğik	75	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298
8	Eğik	60	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298
9	Eğik	45	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298
10	Eğik	35	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298
11	Eğik, ilk diş, konik dişli için	75	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298
12	Eğik, ilk diş, eğimli dişli için	75	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298
13	Eğik, ters akış	75	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298
14	Konik	100	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298
15	Dikdörtgen	90	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298
16	Eğik	100	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298
17	Eğik	90	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298
18	Eğik	85	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298
19	Eğik	80	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298
20	Eğik	75	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298
21	Eğik	60	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298
22	Eğik	45	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298
23	Eğik	35	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298
24	Eğik, ilk diş, konik dişli için	75	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298
25	Eğik, ilk diş, eğimli dişli için	75	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298
26	Eğik, ters akış	75	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298
27	Konik	100	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298
28	Dikdörtgen	90	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298
29	Eğik	100	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298
30	Eğik	90	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298
31	Eğik	85	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298
32	Eğik	80	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298
33	Eğik	75	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298
34	Eğik	60	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298
35	Eğik	45	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298
36	Eğik	35	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298
37	Eğik, ilk diş, konik dişli için	75	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298
38	Eğik, ilk diş, eğimli dişli için	75	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298
39	Eğik, ters akış	75	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298



Şekil 3. 5. İlk dişin 75° eğik olduğu analiz geometrileri

4. HAD ANALİZ SONUÇLARI

Tez kapsamında, uçak motorlarında kullanılan labirent keçe dişlerinin eğim açısının kaçak debiye etkisi incelenmiştir. Bu amaçla, literatür incelenerek uygulamaya yönelik labirent keçe geometrileri belirlenmiştir. İnceleme için oluşturulan tüm geometriler Şekil 3.1.a'da gösterilmiştir. HAD analizi matrisinin tamamı ise Çizelge 3.3'de listelenmiştir. HAD analizleri Şekil 3.1.a'da gösterilen ve Çizelge 3.3'te listelenen tüm durumlar için yapılmıştır.

Bölüm 3'te açıklanan HAD analiz modelinde kullanılan tanımlamalar yapılırken açık literatürde verilen benzer akış koşulları temel alınmış ve yapılan tanımlamaların akış koşullarına uygunluğu araştırılmıştır [27]. Akış şartlarının uygunluğu için araştırmalar 75° eğik dişli eleman referans alınarak 0,508 mm açıklık için gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda akış rejimi için Reynolds sayısının hesabı $Re = \frac{2c_r \dot{m}}{\mu A}$ bağıntısı kullanılarak yapılmıştır. Buradan 75° eğik dişli eleman için $Re = 9448,9$ olarak hesaplanmıştır. İç akış için, $Re > 2300$ durumunda akış türbülanslıdır. HAD analiz modelinde türbülanslı akış şartları için tanımlamalar yapılmıştır.

Elde edilen sonuçlara geçmeden önce, karşılaştırma ve doğrulama amaçlı yapılan HAD analizlerine ait sonuçlar aşağıda verilmiştir.

4.1. HAD Modeli Karşılaştırma ve Doğrulama Analizleri

HAD modelinin doğrulanması üç şekilde yapılmıştır.

- 1) Literatürdeki düz diş labirent keçe HAD analizlerinin tekrar edilmesi
- 2) Literatürdeki düz diş labirent keçe korelasyonları ile doğrulama
- 3) Literatürdeki eğik diş labirent keçe testlerinin HAD analizlerinin yapılması

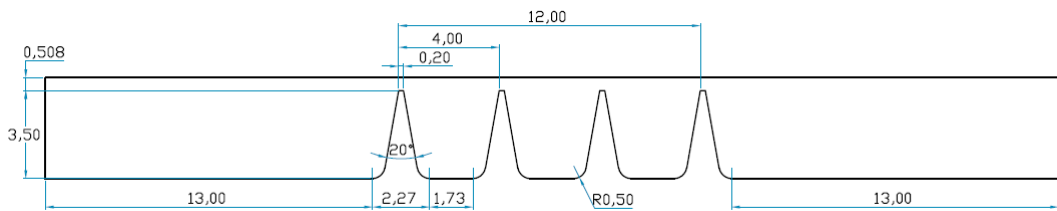
HAD modelinde kullanılacak labirent keçe geometrisinin seçimi için detaylı bir literatür taraması yapılmıştır. Seçilen labirent keçe geometrisinin özellikle turbojet/turbofan/turboprop/turboşaft şeklindeki uçak motorlarında kullanılan bir geometriyi temsil etmesi tercih sebebi olmuştur. Bununla birlikte; literatürdeki

yayınlardaki labirent keçe analizlerinin yapılabilmesi için, geometriye ait tüm boyutların ve sınır şartlarının alınabilmesi ve sonuçların açık bir şekilde okunabilmesi gerekmektedir. Literatürde, bu bilgilerin açık bir şekilde verildiği yayınların oldukça sınırlı olduğu görülmüştür. Ulaşılabilen bilgiler kullanılarak HAD modeli karşılaştırma ve doğrulama analizleri yapılmıştır.

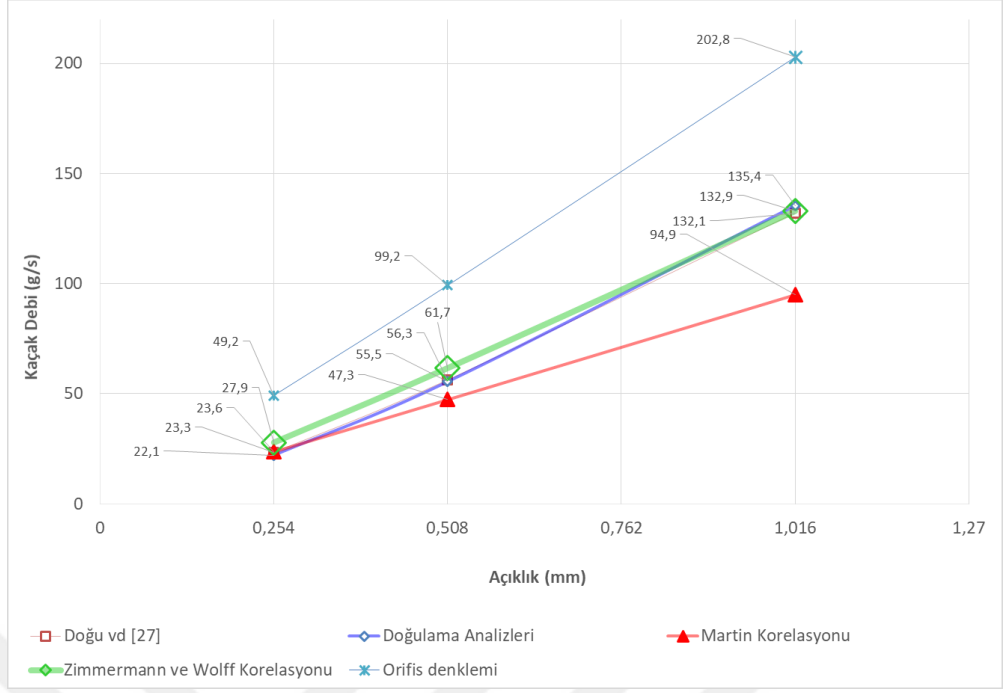
1) Literatürdeki düz diş labirent keçe HAD analizlerinin tekrar edilmesi:

HAD modelinin düz diş labirent keçe için doğrulanmasında Dogu ve ark. [27] tarafından verilen labirent keçe geometrisi kullanılmıştır. Bu makalede, Şekil 3.1a'da verilen 5 dişli labirent keçeye benzer konik geometriye sahip 4 dişli labirent keçe kullanılmıştır. Bu tez çalışması kapsamında öncelikli olarak HAD modeli, Şekil 4.1'de verilen bu geometri için oluşturulmuş ve HAD analizleri yapılmıştır.

Doğrulama analizleri, 4 dişli labirent keçe için 1,5 basınç oranında 3 farklı açıklıkta sabit rotor durumu için yapılmıştır. Hesaplanan kaçak debiler Şekil 4.2'de gösterildiği gibi Dogu ve ark. [27] tarafından verilen sonuçlarla birebir örtüşmektedir. Bu örtüşme tez kapsamında kullanılan HAD modelini doğrulamaktadır. Şekil 4.2'deki diğer çizimler aşağıda değerlendirilmiştir.



Şekil 4.1. HAD modeli karşılaştırma geometrisi [27]



Şekil 4.2. HAD modeli karşılaştırmaları

2) Literatürdeki düz diş labirent keçe korelasyonları ile doğrulama:

Labirent keçe kaçak debi hesabı için literatürde deneysel verilerle desteklenerek değişik yarı-ampirik korelasyonlar geliştirilmiştir [31]. Bunlardan en çok kullanılan Martin ve Zimmermann-Wolff korelasyonlarında kaçak debi aşağıdaki denklemlerle hesaplanmaktadır:

Martin denklemi:

$$\dot{m} = A \cdot P_1 \cdot \sqrt{\frac{1 - (P_2/P_1)}{R \cdot T_1 \cdot [n - \ln(P_2/P_1)]}} \quad (4.1.)$$

Zimmermann-Wolff denklemi:

$$\dot{m} = k_2 \cdot C_d \cdot A \cdot P_1 \sqrt{\frac{1 - (P_2/P_1)}{R \cdot T_1 \cdot [n - \ln(P_2/P_1)]}} \quad (4.2.)$$

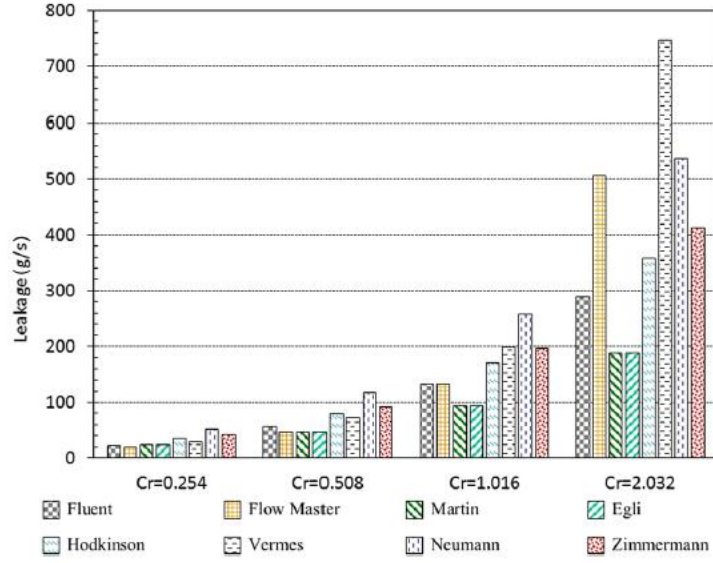
$$k_2 = \sqrt{\frac{\frac{n}{n-1}}{1 - \left(\frac{n}{n-1}\right) \left[\frac{c_r/s}{(c_r/s)+0,02}\right]}} \quad (4.3.)$$

Martin ve Zimmerman-Wolff korelasyonları ile kaçak debi hesaplanmış ve Şekil 4.2’de gösterilmiştir. Zimmerman-Wolff korelasyonu HAD analizi ile hemen hemen aynı sonuçları vermiştir. Martin korelasyonu küçük açıklıklarda HAD analizine daha yakın iken açıklık değeri büyüdükçe fark artmaktadır. Bu durum, Martin korelasyonunda bir sürtünme katsayısının bulunmamasından kaynaklanabilir.

Ayrıca aynı hesaplar Martin denkleminin detaylı olarak incelendiği kaçak debi belirleme yöntemleri bölümünde açıklanan orifisetre denklemi kullanılarak da yapılmıştır. Orifisetre denkleminde de herhangi bir şekilde sürtünmeler dikkate alınmamaktadır ve sıkıştırılmaz akış kabulü yapılmaktadır. Orifisetre denkleminde (Denklemler 2.1) elde edilen sonuçlar da Şekil 4.2’de gösterilmiştir. Orifisetre denkleminde hesaplanan kaçak debiler HAD analizlerinden yaklaşık 1,5-2 kat daha büyük çıkmıştır. Orifisetrelerde sürtünme etkisini gösteren daralma katsayısının genel olarak 0,6 olduğu bilinmektedir. Bu daralma katsayısı göz önüne alındığında orifisetre denkleminde elde edilen kaçak debiler HAD analizlerine belli seviyede yaklaşacaktır.

Ayrıca, HAD analizlerinin karşılaştırıldığı Dogu ve ark. [27] tarafından verilen sonuçlar, deneysel verilere bağlı yarı-ampirik korelasyonlarla [27,30], buna benzer korelasyonları kullanan FlowMaster paket programı ile [27] karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Bu karşılaştırma Şekil 4.3’de verilmiştir. Düşük açıklıklarda sonuçların oldukça yakın olduğu burada da görülmektedir ve bu grafik HAD modeli doğrulama için önemli bir grafikdir.

Korelasyonlarda kaçak debi üzerinde etkin birçok geometrik faktör (koniklik açısı, hatve, dış taban ve uç kalınlıkları, vb.) dahil edilmemiştir. Ayrıca, korelasyonlar bir nevi sürtünmesiz akış kabulüne dayanmaktadır. Sürtünme kayıpları ise deneysel sonuçlar ile elde edilen katsayılarla temsil edilmeye çalışılmaktadır. Bu durum, yapılan deneylerdeki geometri ve sınır şartları gibi birçok parametreye bağımlılık getirmektedir. Sonuç olarak, korelasyonların doğruluğu deneysel olarak elde edilen katsayıların doğruluğu ile orantılı kalmaktadır. Ayrıca, korelasyonlar geliştirildikleri geometri ve çalışma şartlarında daha doğru sonuçlar verecektir.

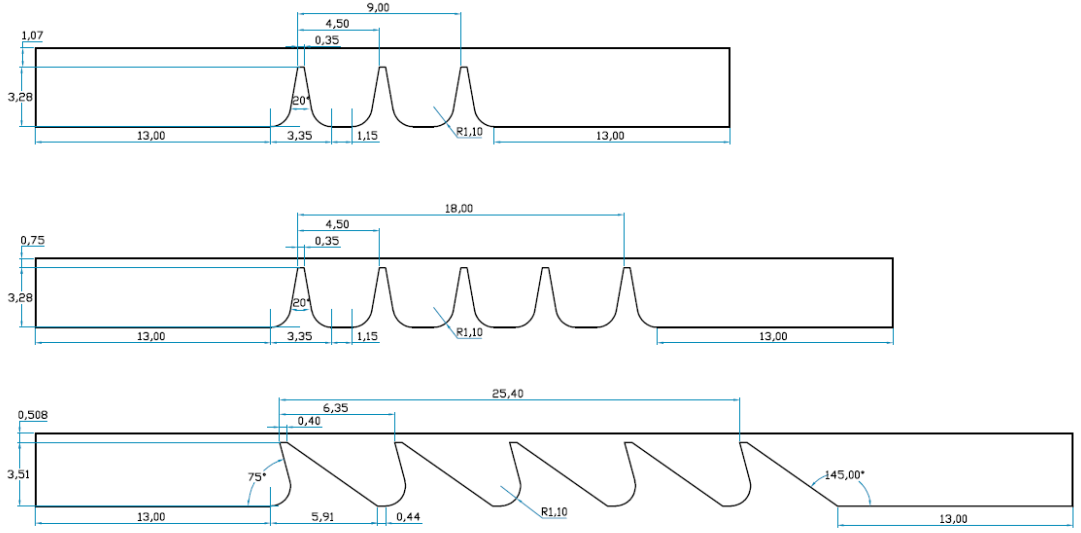


Şekil 4.3. HAD analizlerinin korelasyonlar ve 1-B FlowMaster program ile karşılaştırması [27]

3) Literatürdeki eğik diş labirent keçe testlerinin HAD analizlerinin yapılması:

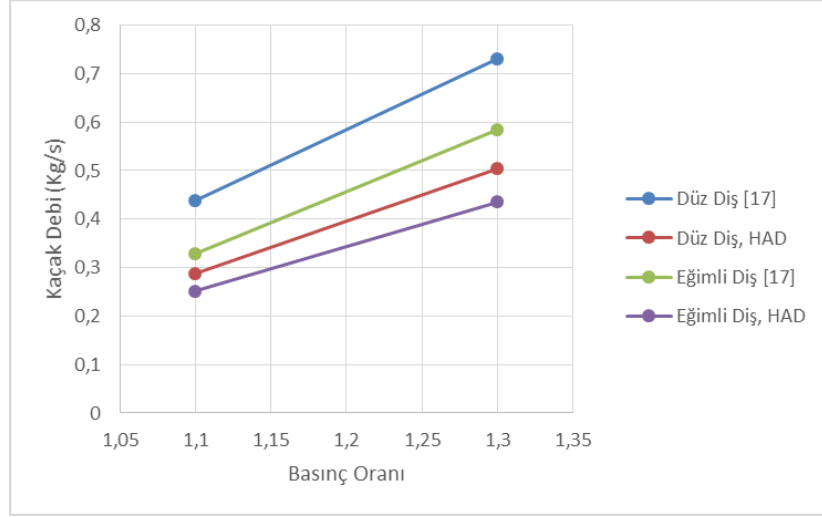
HAD modelinin eğik dişli labirent keçe için karşılaştırılabilmesi için literatür taramasında HAD modeli oluşturulması için gerekli geometri ve sınır şartı bilgilerinin verildiği ve sonuçların okunabileceği bir yayın aranmıştır. Tüm detaylar bulunmasa da, Millward ve Edwards [17] tarafından yayınlanan bir makale karşılaştırma amacıyla kullanılmıştır. Geometrisi ve sonuçları açık olarak verilen bu makale doğrulama amaçlı kullanılmıştır. Bu makalede labirent keçe kaçak debisi bir test düzeneğinde ölçülmüştür [17]. Ancak, makalede elde edilen test sonuçlarının güvenilirliği konusunda olumsuz bilgiler verilmiştir.

Bu makaleden, analiz için düz diş olarak 3 ve 5 dişli olan iki farklı konik dişli labirent keçe geometrisi seçilmiştir. Ayrıca, eğik dişli olarak 5 dişli 75° eğimli labirent keçe geometrisi seçilmiştir. Şekil 4.4’de seçilen geometriler gösterilmiştir.

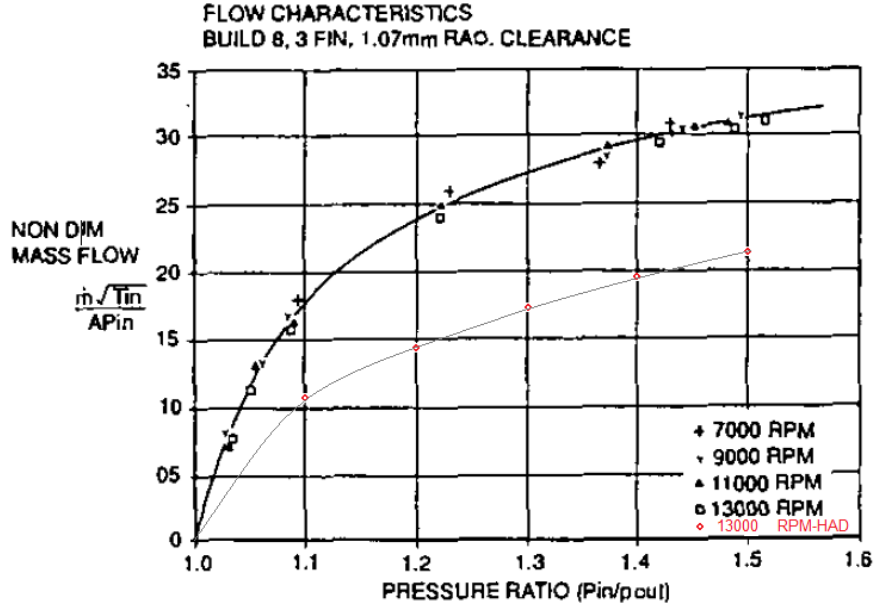


Şekil 4.4. HAD modeli karşılaştırma geometrileri [17]

Düz ve eğimli 5 dişli labirent keçeler, 1,1 ve 1,3 basınç oranlarında 13000 d/dk rotor dönme hızında analiz edilmişlerdir. Sonuçlar Şekil 4.5’de gösterilmiştir. Düz 3 dişli labirent keçe için de 1,1–1,5 basınç oranlarında 13000 d/dk hızdaki rotor için analizler yapılmıştır. Sonuçlar Şekil 4.6’da karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Verilen karşılaştırmada, CFD analizleri ile Millward ve Edwards tarafından verilen ölçümler arasındaki farkların düşük olmadığı görülmektedir. Millward ve Edwards’ın debi ölçümünün güvenilir olmadığı konusundaki ifadeleri bu grafiklerde görülmektedir.



Şekil 4. 5. Düz ve eğik 5 dişli labirent keçe için HAD modeli karşılaştırması [17]



Şekil 4. 6. Düz 3 dişli labirent keçe HAD modeli karşılaştırma grafiği [17]

Bu karşılaştırma grafiklerine genel olarak bakıldığında, HAD modelinin literatürdeki diğer HAD modelleri ve korelasyonlarla uyumlu sonuçlar verdiği görülmektedir. Deneysel kaçak debi ölçümünün güvenilir olmadığı sonuçlar ile HAD

modeli arasında farklar görülmektedir. Güvenilir sonuçlar ile HAD modeli arasındaki uyum, HAD modelinin doğruluğu için yeter seviyede değerlendirilmiştir.

4.2. Diş Eğim Açısının Kaçak Debiye Etkisi

Diş eğim açısının kaçak debiye etkisinin belirlenmesi için oluşturulan HAD analiz matrisi Çizelge 3.3'te listelenmiş ve Şekil 3.1a'da gösterilmiştir. Tüm analizler belirlenen sınır şartları için yapılarak sonuçlar elde edilmiştir. İlk olarak, kaçak debiler hesaplanmış ve Çizelge 4.1'de verilmiştir. Analiz matrisi oldukça geniştir. Analiz matrisinde değişken olarak dikkate alınan parametreler aşağıda sıralanmıştır.

- | | |
|--------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1) Diş geometrisi: | Dikdörtgen; Konik; Eğik, İlk diş eğik |
| 2) Eğim açısı: | $\alpha=35^{\circ}-45^{\circ}-60^{\circ}-75^{\circ}-80^{\circ}-85^{\circ}-90^{\circ}-100^{\circ}$ |
| 3) Açıklık: | $c_r=0,254; 0,508$ mm |
| 4) Rotor hızı: | $n= 0; 13000$ d/dk |

Takip kolaylığı açısından tüm sonuçları bir arada değerlendirmek yerine her bir parametrenin etkisi yalın olarak değerlendirilmiştir. Gruplandırma sabit ve dönen rotor şeklinde yapılmıştır.

Çizelge 4. 1. HAD analiz matrisi ve kaçak debiler

Analiz Sıra No	Açıklama	Diş eğim açısı, α , (°)	Açıklık, c_r (mm)	n (d/dk)	P_1 (kPa)	P_2 (kPa)	R_p	T_1 (K)	Kaçak debi, m (kg/s)	Akış Fonksiyonu
1	Konik	100	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,2262	20,7322
2	Dikdörtgen	90	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,2226	20,4001
3	Eğik	100	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,2243	20,5553
4	Eğik	90	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,2197	20,1375
5	Eğik	85	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,2173	19,9155
6	Eğik	80	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,2153	19,7352
7	Eğik	75	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,2131	19,5271
8	Eğik	60	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,2103	19,2732
9	Eğik	45	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,2079	19,0549
10	Eğik	35	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,2055	18,8353
11	Eğik, ilk dış, konik dişli içer	75	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,2111	19,3440
12	Eğik, ilk dış, eğimli dişli içer	75	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,2118	19,4118
13	Eğik, ters akış	75	0,508	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,2632	24,1210
14	Konik	100	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,0894	16,4007
15	Dikdörtgen	90	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,0876	16,0630
16	Eğik	100	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,0944	17,3129
17	Eğik	90	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,0928	17,0251
18	Eğik	85	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,0918	16,8386
19	Eğik	80	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,0910	16,6871
20	Eğik	75	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,0901	16,5120
21	Eğik	60	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,0891	16,3418
22	Eğik	45	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,0886	16,2488
23	Eğik	35	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,0884	16,2095
24	Eğik, ilk dış, konik dişli içer	75	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,0878	16,1055
25	Eğik, ilk dış, eğimli dişli içer	75	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,0907	16,6324
26	Eğik, ters akış	75	0,254	0	151,9875	101,325	1,5	298	0,1044	19,1442
27	Konik	100	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298	0,2099	19,2379
28	Dikdörtgen	90	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298	0,2056	18,8426
29	Eğik	100	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298	0,2184	20,0132
30	Eğik	90	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298	0,2127	19,4980
31	Eğik	85	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298	0,2104	19,2856
32	Eğik	80	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298	0,2085	19,1139
33	Eğik	75	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298	0,2046	18,7531
34	Eğik	60	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298	0,2024	18,5520
35	Eğik	45	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298	0,2015	18,4683
36	Eğik	35	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298	0,1978	18,1258
37	Eğik, ilk dış, konik dişli içer	75	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298	0,2021	18,5232
38	Eğik, ilk dış, eğimli dişli içer	75	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298	0,2081	19,0769
39	Eğik, ters akış	75	0,508	13000	151,9875	101,325	1,5	298	0,2434	22,3094

4.2.1. Sabit rotor için eğim açısının kaçak debiye etkisi

Öncelikle eğim açısının değerlendirilmesi için kaçak debinin eğim açısına göre değişimi roturun sabit olması durumunda 0,254 mm ve 0,508 mm açıklıklar için Şekil 4.7.a’da çizilmiştir.

Ayrıca akış fonksiyonu grafiği de yine iki farklı açıklık için Şekil 4.7.b’de çizilmiştir. Akış fonksiyonu labirent keçeler için boyutsuz bir sızdırmazlık performansı değerlendirme sayıdır ve Denklem 4.1 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\Phi = \frac{\dot{m}\sqrt{T_1}}{AP_1} \quad (4.1)$$

Diş eğim açısı geniş bir aralıkta ($\alpha=35^\circ-45^\circ-60^\circ-75^\circ-80^\circ-85^\circ-90^\circ-100^\circ$) değiştirilmiştir. Şekil 4.7.a’da görüldüğü gibi, diş ön eğim açısı arttıkça yani diş daha eğimli halden dik hale geldikçe, kaçak debi her iki açıklık için artmaktadır. Diğer bir deyişle, dişlerin ön tarafa doğru yani yüksek basınç tarafına doğru eğimlendirilmesi kaçak debiyi azaltmaktadır. Eğim açısının 75° ile 100° arasındaki değerlerindeki kaçak debideki azalış, 35° ile 75° arasındakine göre daha etkindir. Bu davranış her iki açıklıkta da gözlenmiştir. Yani özellikle, 75° ’nin altında ve üstündeki eğimlerde kaçak debi değişimleri farklıdır.

Dişin akışın geldiği tarafa doğru eğimlendirilmesi, ilk dişe gelen akışı ve diğer dişlere yönelen akışı özellikle girdaplar sayesinde geri döndürmesi ile oluşan ilave sürtünme kayıpları kaçak debinin azalması üzerinde etkilidir. Ayrıca, eğimli dişin daha keskin köşesi diş üstünde daha etkin kopmalara neden olarak, açıklığı azaltarak da kaçak debiyi azaltmaktadır. Bu kaçak debi değişimlerine sebep olan akış alanları takip eden alt bölümlerde incelenmiştir.

Genel olarak, eğim açısının 35° ’den 90° ’ye çıkarılması ile kaçak debideki yüzdesel artma sabit rotorda 0,254 mm ve 0,508 mm açıklıklar için sırasıyla %4,8 ve %6,5 seviyelerinde olmuştur.

Kaçak debinin eğim açısının 75° değerindeki kırılımı dikkate alınarak yüzdesel değişim ayrıık olarak da hesaplanabilir. Kaçak debinin yüzdesel değişimi; 0,254 mm açıklık için, eğim açısının 35° ’den 75° ’ye ve 75° ’den 90° ’ye değişmesi durumlarındaki artışlar sırasıyla %1,9 ve %3,1 olarak hesaplanmıştır. Açıklığının 0,508 mm olmasında ise bu değerler %3,7 ve %3,1 olarak hesaplanmıştır. Bu artışlardan hareketle incelenen labirent keçe için 75° ’nin kaçak debinin eğim açısı ile azalması açısından kritik diş eğim açısı olduğu söylenebilir.

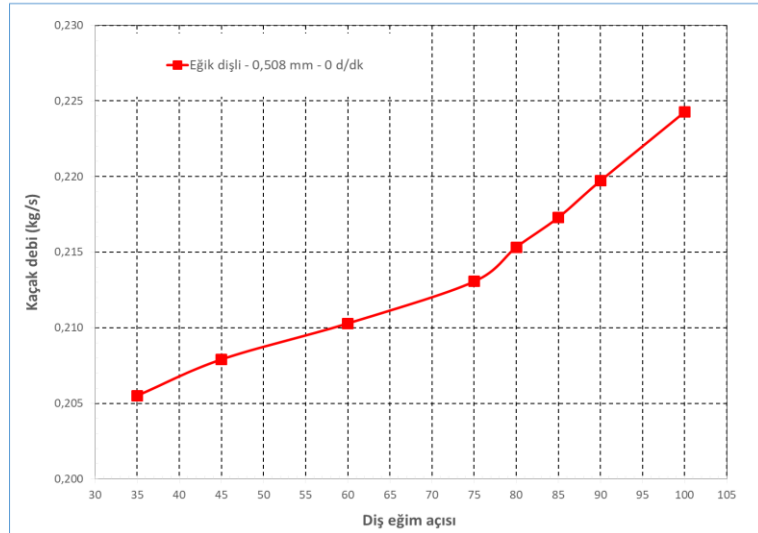
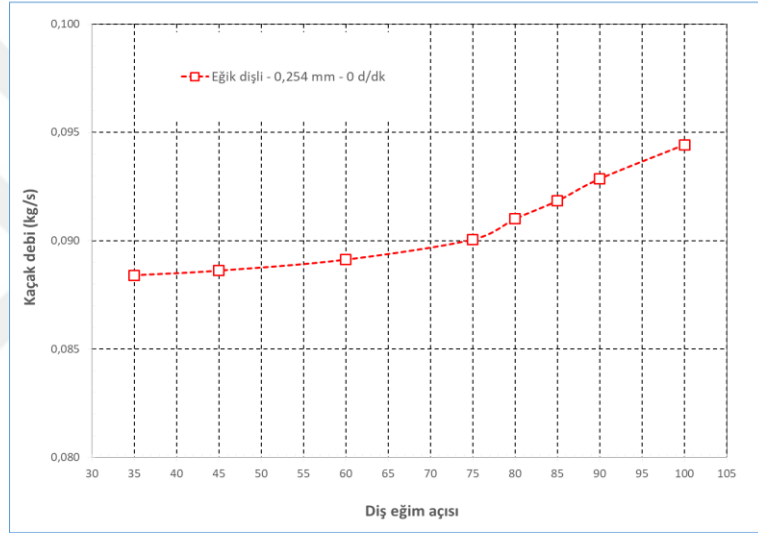
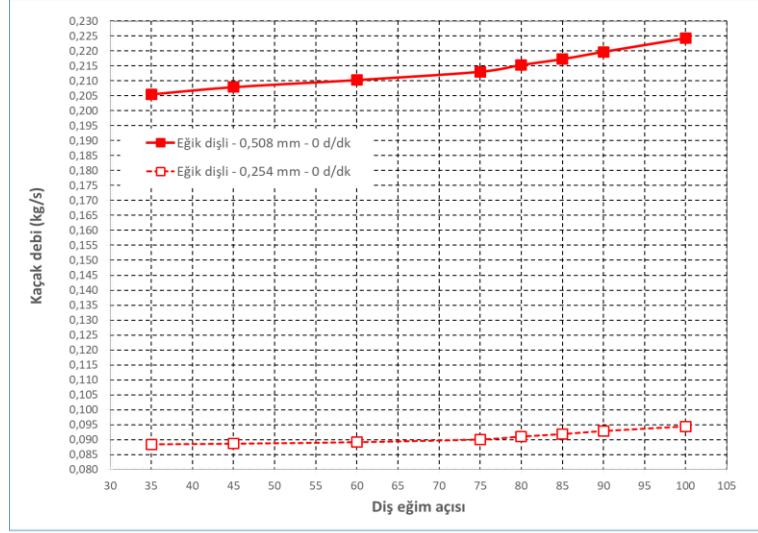
Labirent dişlerdeki eğim açısı küçüldükçe kaçak debi azalmaktadır. Azalma değeri yüzdesel yerine birim eğim açısı için kaçak debideki azalış şeklinde de

hesaplanabilir. Eğim açısının 35° ve 90° aralığında eğim açısına göre debideki değişim oranı, sabit rotor için 0,508 mm ve 0,254 mm açıklıklarda sırasıyla $2,58 \cdot 10^{-4}$ (kg/s)/(°) ve $0,081 \cdot 10^{-4}$ (kg/s)/(°) olarak hesaplanmıştır.

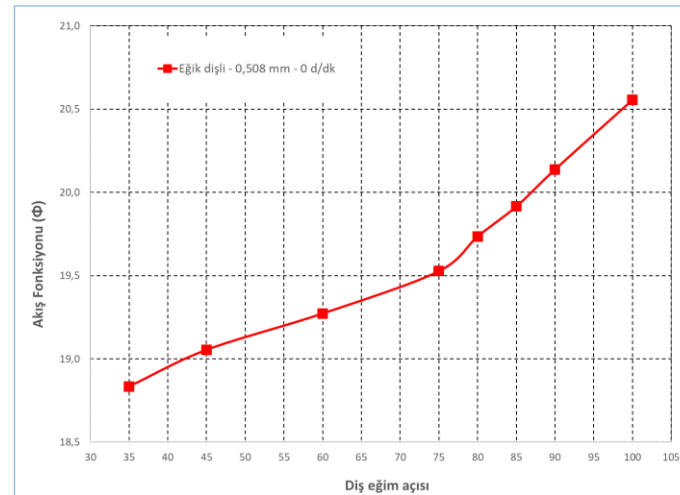
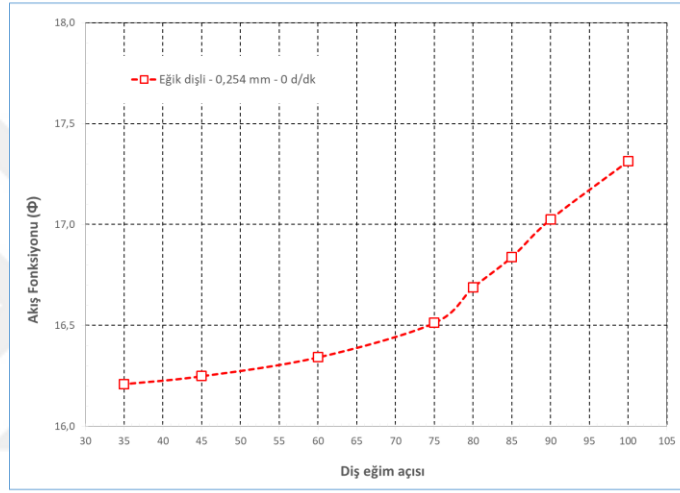
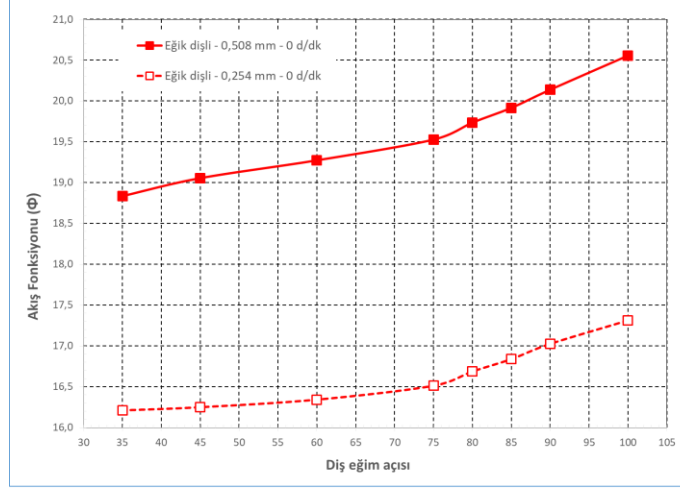
Ayrıca, eğim açısı 100° için de analiz yapılmıştır. Eğim açısının 100° olması durumunda ise 90° 'ye göre kaçak debi 0,254 mm ve 0,508 mm açıklıklar için sırasıyla %2,1 ve %1,7 oranlarında artmıştır.

Dik dış yani eğim açısının 90° olduğu durum referans alınarak, kaçak debideki yüzdesel değişim, eğim açısının değişimine göre Çizelge 4.2'de listelenmiş ve Şekil 4.8'de çizilmiştir. Eğim açısının 90° 'den büyük olması durumunda kaçak debinin arttığı, küçük olması durumunda ise azaldığı görülmektedir.





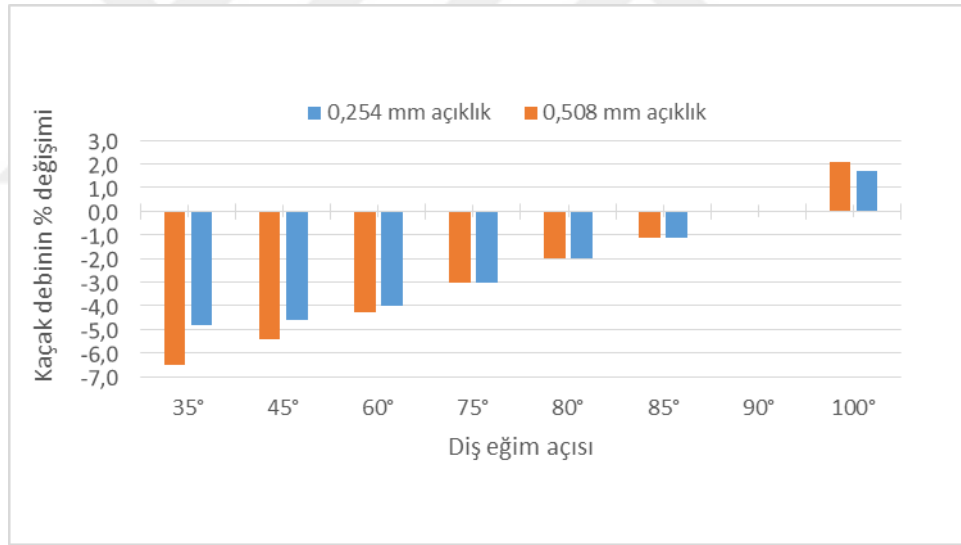
Şekil 4. 7. a. Sabit rotorda 0,254 mm ve 0,508 mm açıklıklar için kaçak debinin diş eğim açısına göre değişimi



Şekil 4. 7. b. Sabit rotorda 0,254 mm ve 0,508 mm açıklıklar için akış fonksiyonunun diş eğim açısına göre değişimi

Çizelge 4. 2. Sabit rotorda 0,508 mm ve 0,254 mm açıklıklar için da 90° eğimli diş referans alınarak kaçak debideki yüzdesel değişim

Açı	0,254 mm açıklık	0,508 mm açıklık
100°	1,7	2,1
90°	0	0
85°	-1,1	-1,1
80°	-2	-2
75°	-3	-3
60°	-4	-4,3
45°	-4,6	-5,4
35°	-4,8	-6,5



Şekil 4. 8. Sabit rotorda 0,508 mm ve 0,254 mm açıklıklar için da 90° eğimli diş referans alınarak kaçak debideki yüzdesel değişim

4.2.2. Dönen rotor için eğim açısının kaçak debiye etkisi

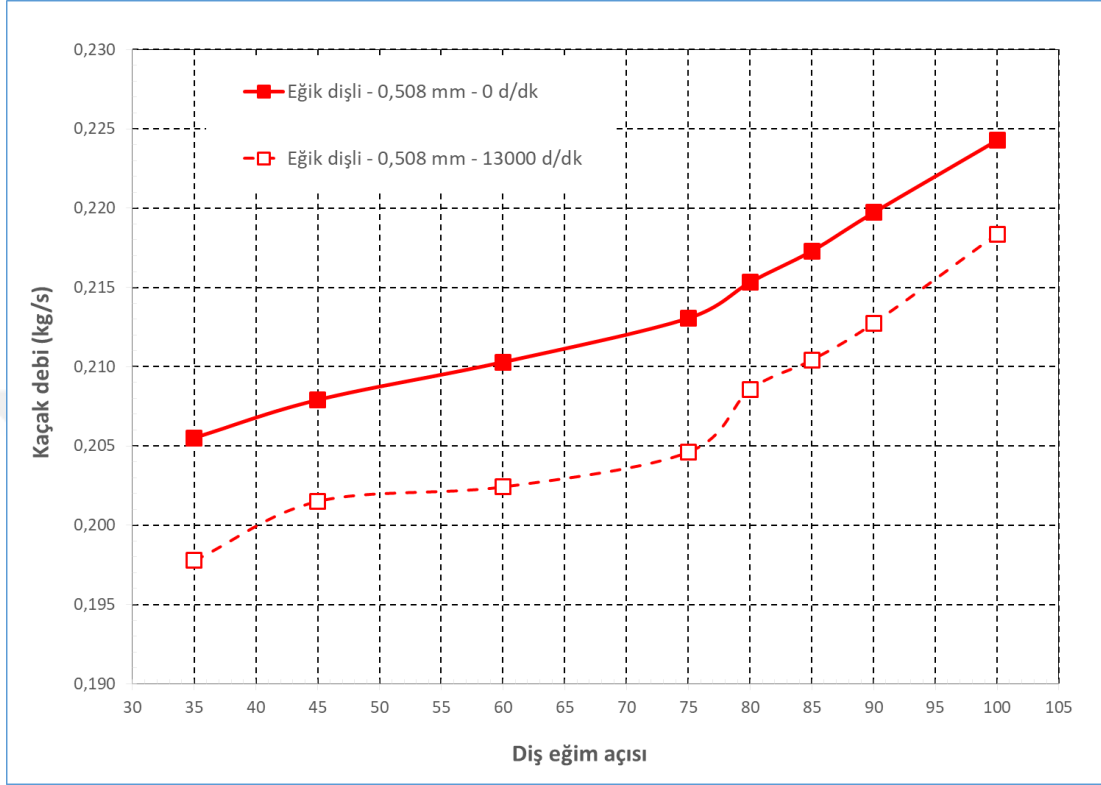
Rotorun dönmesi durumu için de analizler yapılmıştır. Eğimli dişteki rotor dönmesinin etkisi sadece 0,508 mm açıklıkta incelenmiştir. Devir sayısı 13000 d/dk olan rotor için 0,508 mm açıklıkta hesaplanan kaçak debiler Çizelge 4.1’de verilmiştir. Sabit rotor durumuna benzer şekilde Şekil 4.9.a ve Şekil 4.9.b’de sırasıyla kaçak debiler ve akış fonksiyonlarının grafiği çizilmiştir. Şekil 4.9.b’de ayrıca Mehta ve Childs [25] tarafından incelenen konik ve eğik dişli labirent keçe akış fonksiyonu değerleri de gösterilmiştir. Rotor dönme etkisinin görülebilmesi için aynı grafikte hem sabit rotor hem de hareketli rotor eğrileri gösterilmiştir.

Şekil 4.9.a’da görüldüğü gibi, rotorun dönmesi ile sabit duruma göre kaçak debide bir miktar azalma olmaktadır. Bu debi azalması farklı eğim açılarında farklı değerlerde gerçekleşmiştir. Rotor döndüğünde, eğim açısının kaçak debideki etkisi sabit rotora benzer şekilde gerçekleşmiştir. Çizelge 4.3 listelendiği ve Şekil 4.10 gösterildiği gibi, rotor dönmesi ile kaçak debideki yüzdesel azalım eğim açısına göre %1,1 ile %7,0 arasında değişmektedir. Literatürde Mehta ve Childs [25] tarafından yapılan çalışmada geometrik özellikleri farklı olmakla birlikte konik diş profilli bir labirent keçenin diş ön açısını 75° eğik yaparak 10200 d/dk, 15350 d/dk ve 20200 d/dk rotor dönme hızları için test etmişlerdir. Bu testlerde 0,6 basınç oranı ve 15350 d/dk rotor dönme hızı şartlarında elde edilen kaçak debiler için hesaplanan akış fonksiyonu Şekil 4.9.b’de görülmektedir. Buradaki kaçak debiler konik ve eğik dişli keçeler için karşılaştırılmış ve eğik dişli keçenin yaklaşık olarak %10 daha az kaçırdığı rapor edilmiştir. Kaçak debideki bu azalma benzer şekilde bu çalışmadaki konik ve 75° eğik dişli labirent keçeler için %5,8 olarak hesaplanmıştır.

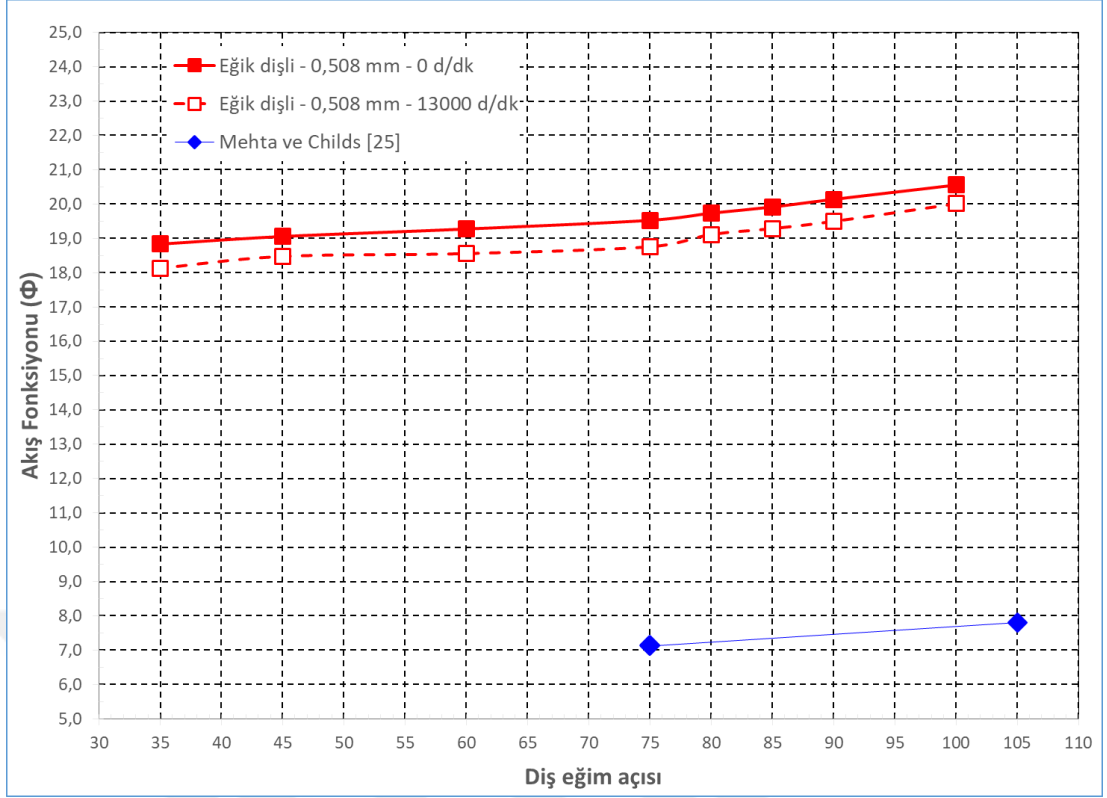
Rotorun dönmesi ile oluşan merkezkaç kuvvet ile savrulan akış, özellikle diş üstündeki açıklıkta aksel akış pasajını kısıtlayıcı etki oluşturmakta ve kaçak debiyi oluşturan aksel hız bileşenini düşürmektedir [27]. Ayrıca, rotorun dönmesi ile oluşan yüksek çevresel hız tüm akış alanında hakim olmakta ve artan hızla sürtünme kayıpları artmaktadır.

Rotorun dönmesi durumundaki kaçak debideki yüzdesel değişimler yine 90° eğimli diş referans alınarak hesaplanmış, Çizelge 4.3’de listelenmiş ve Şekil 4.10’da grafiği çizilmiştir. Karşılaştırma amacıyla sabit rotor sonuçları da dahil edilmiştir. Şekil 4.10’da, sabit rotorda olduğu gibi dönen rotorda da eğim açısının 90° ’den büyük

olması durumunda kaçak debinin arttığı, küçük olması durumunda ise azaldığı görülmektedir.



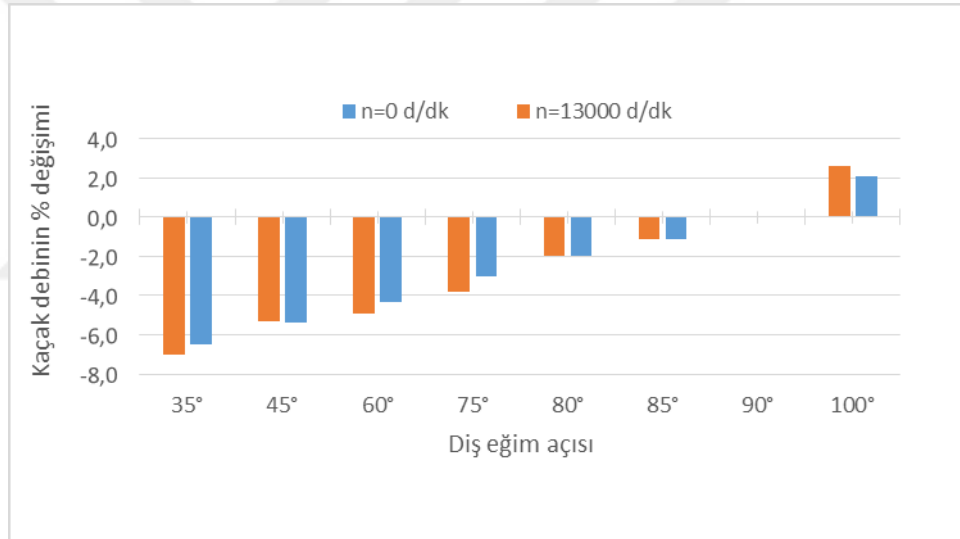
Şekil 4. 9. a. Dönen rotorda 0,508 mm açıklık için kaçak debinin diş eğim açısına göre değişimi



Şekil 4. 9. b. Dönen rotorda 0,508 mm açıklık için akış fonksiyonunun diş eğim açısına göre değişimi

Çizelge 4. 3. Sabit ve dönen rotorda 0,508 mm açıklıklık için da 90° eğimli diş referans alınarak kaçak debideki yüzdesel değişim

Açı	n=0 d/dk	n=13000 d/dk
100°	2,1	2,6
90°	0	0
85°	-1,1	-1,1
80°	-2	-2
75°	-3	-3,8
60°	-4,3	-4,9
45°	-5,4	-5,3
35°	-6,5	-7



Şekil 4. 10. Sabit ve dönen rotorda 0,508 mm açıklık için 90° eğimli diş referans alınarak kaçak debideki yüzdesel değişim

4.2.3. Sabit rotor için eğim açısının akış özelliklerine etkisi

Diş eğim açısının kaçak debiye etkisinin değerlendirilmesinin ardından bu etkiyi oluşturan labirent keçe akış alanları aşağıda karşılaştırmalı olarak görsellenmiş ve incelenmiştir.

Bu kaçak debi değişimlerine sebep olan akış alanları, 35° - 100° aralığında incelenen tüm eğim açıları için 0,508 mm açıklıkta hem sabit hem de hareketli rotor için ayrı ayrı verilmiştir.

Öncelikle, labirent keçe akış görsellemesine yönelik; sabit rotor için 0,508 mm açıklıktaki statik basınç dağılımı (Şekil 4.11.a) ve hız dağılımı (Şekil 4.11.b) oluşturulmuştur.

Stator ve rotor bölgeleri HAD analiz modelinde kaymamazlık şartı ile adyabatik duvar olarak tanımlanmıştır. Yapılan bu tanımlamayla beraber elde edilen sıcaklık dağılımı (Şekil 4.12.a) ve HAD analiz modelinde tanımlanan sıkıştırılabilir akış özelliğinin değerlendirilmesi için Mach sayısı dağılımı (Şekil 4.12.b) da ayrıca oluşturulmuştur. Ardından akış özelliklerinin değerlendirilmesine ilk dışteki hız vektörleri (Şekil 4.13), açıklık ortasındaki eksenel basınç grafiği (Şekil 4.14) ve hız grafiği (Şekil 4.15) oluşturularak devam edilmiştir.

Sabit rotor için Şekil 4.11.a'da verilen statik basınç dağılımı ve Şekil 4.14'de verilen açıklık ortasındaki eksenel çizgi üzerindeki eksenel basınç değişimi birlikte incelendiğinde basıncın kademeli olarak ilk dışten son dişe doğru düştüğü görülmektedir. Özellikle yüksek basınç tarafındaki ilk dışteki basınç düşmesinin, diğer dişlere nazaran daha çok etkin olduğu görülmektedir. Akışkanın statik basıncı, ilk dişte daha fazla düşmekte ve sonraki dişlerde daha az ve birbirine yakın basınç düşüşleri oluşmaktadır. Şekil 4.14'de diş eğimlendiğinde özellikle ilk dışteki basınç düşüşünün arttığı görülmektedir. İlk dışteki basınç düşümü en büyük değerine 35° diş eğim açısında ulaşmaktadır. Genel olarak, özellikle ilk diş geometrisinin kaçak debi üzerinde daha etkin olduğu görülmektedir.

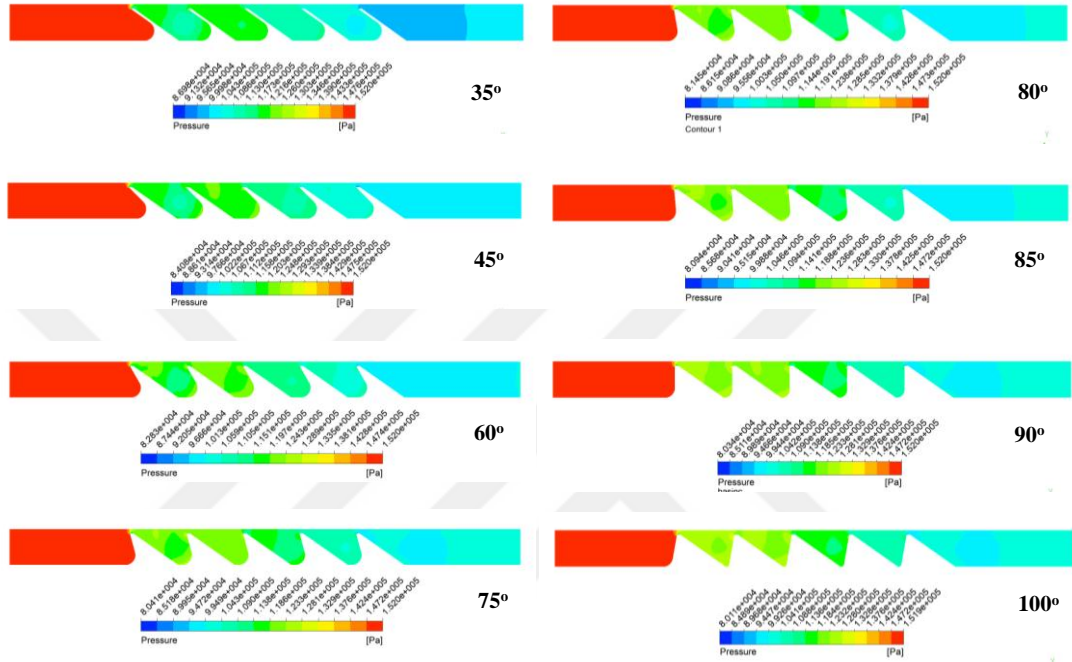
Labirent keçedeki akış oluşumunu Şekil 4.11.b'deki hız dağılımı, Şekil 4.13'deki hız vektörleri ve Şekil 4.15'deki açıklık ortasındaki eksenel hız dağılımı göstermektedir. Yüksek basınç tarafından, akış süzülerek birinci diş açıklığına doğru

yönelmektedir. Diş üstündeki daralan açıklıkta akış hızı artmakta ve jet halinde bir sonraki diş açıklığına yönelmektedir. Bu esnada akışın bir kısmı dişler arasındaki kavitede döngü hareketi yapmakta ve böylece kinetik enerjisi kırılmaktadır. Bu akış oluşumu son dişe kadar devam etmektedir. Son diş açıklığından alçak basınç tarafındaki boşluğa çıkan akış geniş bir döngü oluşturarak model bölgesinden çıkmaktadır.

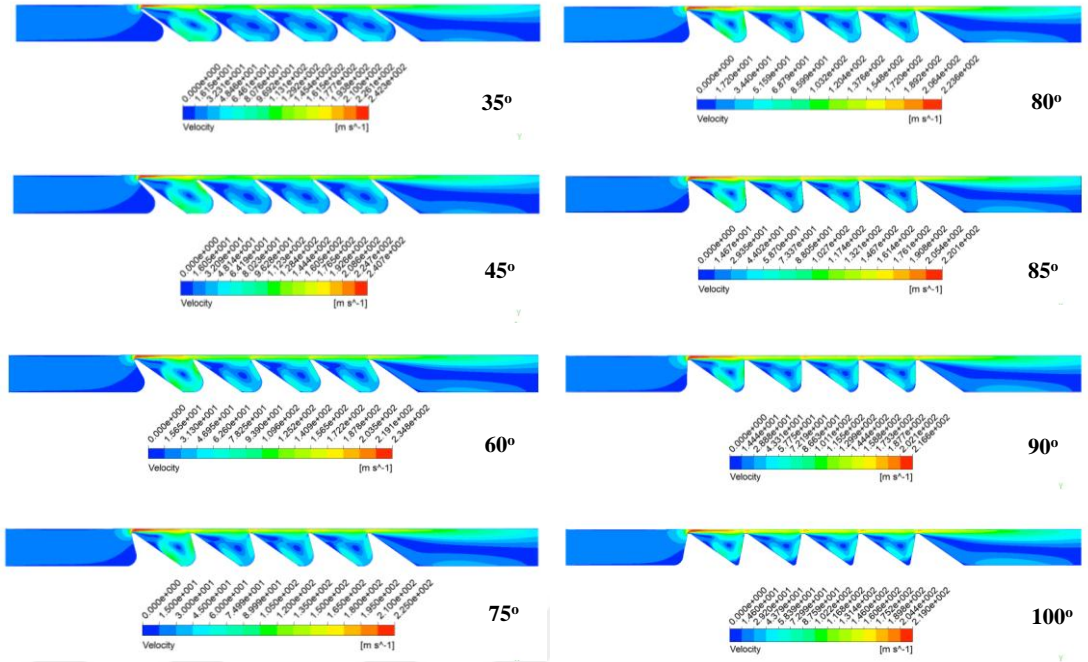
HAD analiz modelinde yapılan tanımlamalara ilişkin değerlendirmeler yapabilmek adına oluşturulan Şekil 4.12.a ve Şekil 4.12.b akışa yönelik yapılan tanımlamalardaki yaklaşımın doğruluğunu göstermektedir. Şekil 4.12.a incelendiğinde labirent keçe üzerindeki akış boyunca sıcaklığın yaklaşık olarak aynı değerlerde olduğu görülmektedir. Aynı şekilde Şekil 4.12.b incelendiğinde Mach sayısının 0,3 değerinin üzerindeki değerlere ulaşmakta olduğu görülmektedir ($Ma < 0,3$ için sıkıştırılmaz akış). HAD analiz modelinde akışın sıkıştırılabilir akış olarak dikkate alınmasının doğru bir yaklaşım olduğu görülmektedir.

Şekil 4.15'deki açıklık ortasındaki aksel hız dağılımında daha net görüldüğü gibi, yüksek basınç tarafındaki ilk diş açıklığındaki hız artışının daha fazla olduğu görülmektedir. Bu ilk dişteki hız vektörleri Şekil 4.13'de görülmektedir. Akışkan yüksek basınç bölgesinde labirent keçenin ilk dişi ile bulunduğu anda, diş ön açısının değerine bağlı olarak diş karşılama yüzeyi ile rotor arasında adeta bir tampon bölge oluşmakta ve akışkanın aksel akışını kesmektedir. Aslında dişler arasındaki kavitelere benzer şekilde bu ilk dişin eğim açısı etkisiyle oluşturduğu boşluk bölgesi labirent boşluk etkisi göstermektedir. Buradan kısılma kesitine yönelen akışkan parçacıkları farklı yönlerde yönelmektedir. Yüksek basınç tarafındaki geniş boşluktan ilk diş açıklığında oluşan ani daralma etkisiyle hızlanan akışın vektör yönlerine bakıldığında, farklı doğrultulardan yönelen akışkan parçacıklarının bu bölgede akışı boğmakta oldukları söylenebilir. Bu boğulmayı doğrudan diş ön eğim açısı etkilemektedir. Ancak ilk dişte görülen ve akışkanın farklı yönlerde yönelmesiyle sonuçlanan bu etki ikinci ve sonraki dişlerde ilk dişteki kadar belirgin olarak gözlenmemektedir. Diş eğim açısı 35° olduğunda diş ön yüzeyini yalayarak gelen akış vektörleri, açıklıkta adeta tersine yönelmektedir. Bu ise açıklıktan geçen akışkan miktarını azaltmaktadır. Özellikle bu ilk dişteki ters yönelme kaçak debinin azalmasında etkin rol oynamaktadır. İlk dişten jet halinde çıkan akışın önemli kısmı bir sonraki diş açıklığına yönelirken bir kısmı da dişler arasındaki kavitede girdap

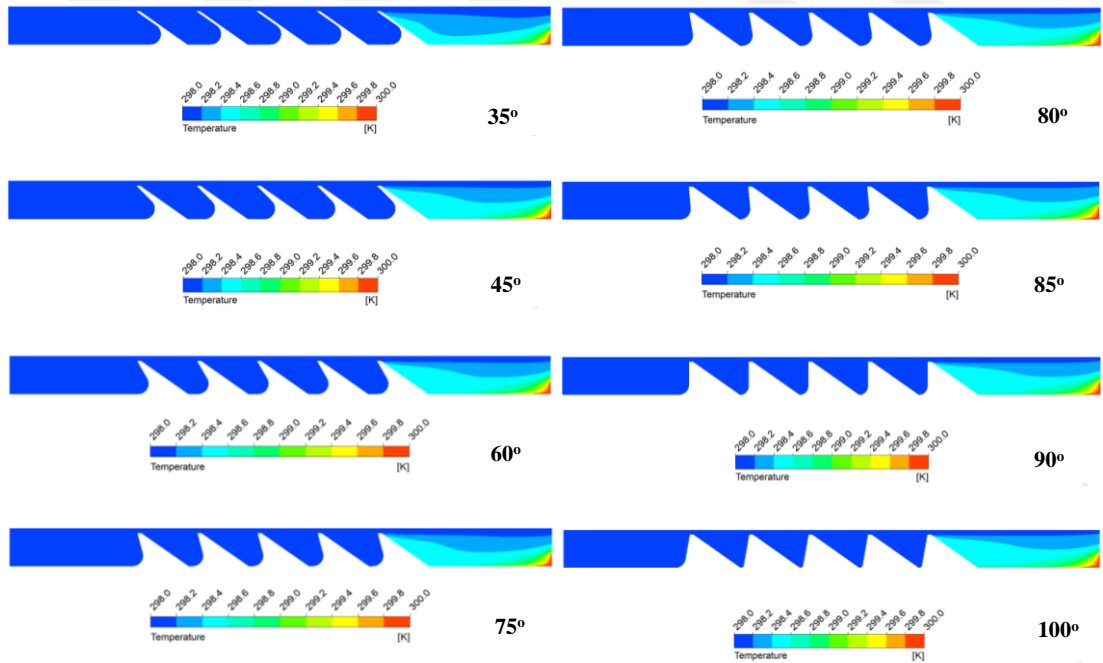
oluşturmaktadır. Akışın genel formu tüm eğim açılarında benzer olmasına rağmen dış eğim açılara bağlı olarak, özellikle dış açıklığındaki hızların değerleri ve kaviterlerdeki girdap gözlerinde farklılıklar oluşmaktadır. Buda kaçak debinin farklı olması ile sonuçlanmaktadır.



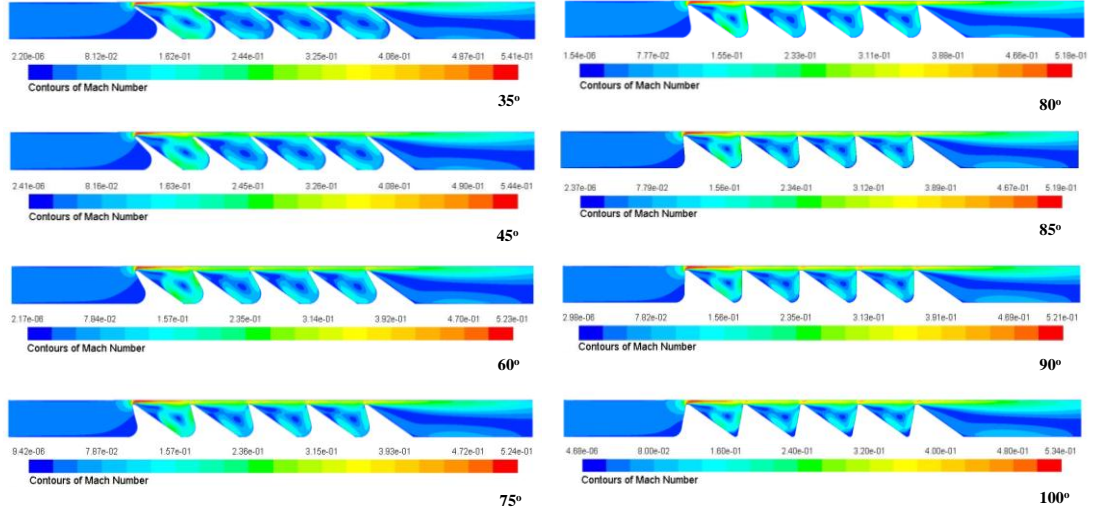
Şekil 4. 11. a. Sabit rotorda 0,508 mm açıklık için statik basınç dağılımı



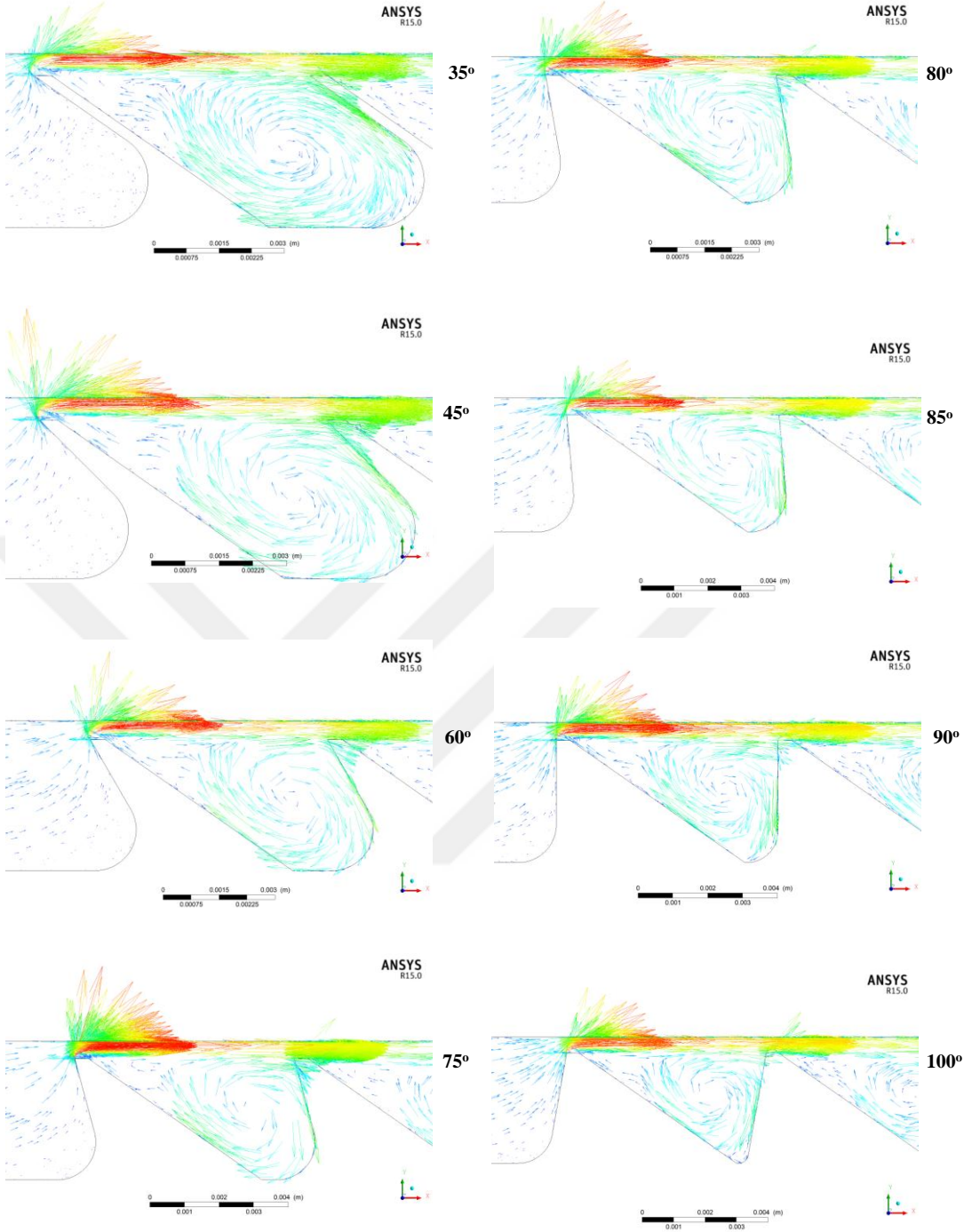
Şekil 4. 11. b. Sabit rotorda 0,508 mm açıklık için hız dağılımı



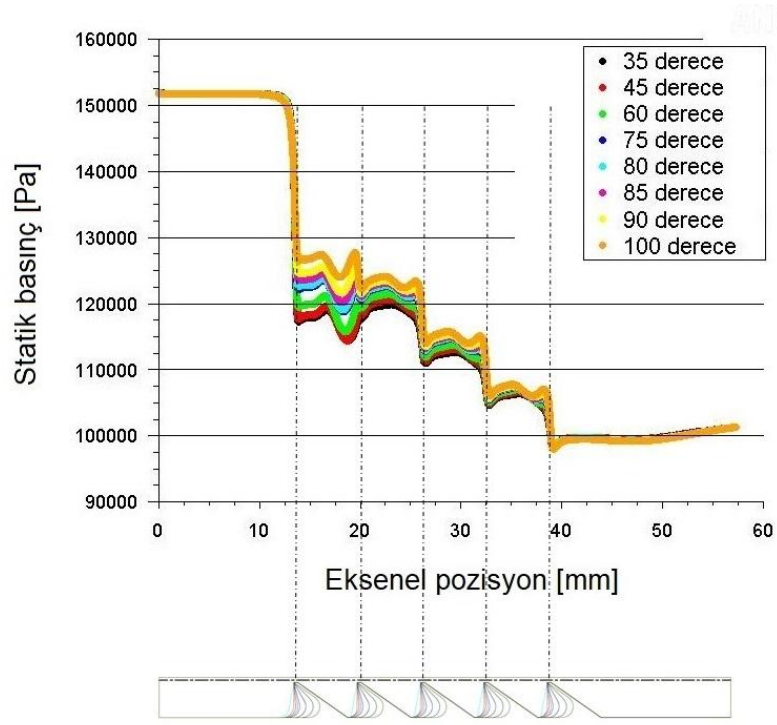
Şekil 4. 12. a. Sabit rotorda 0,508 mm açıklık için sıcaklık dağılımı



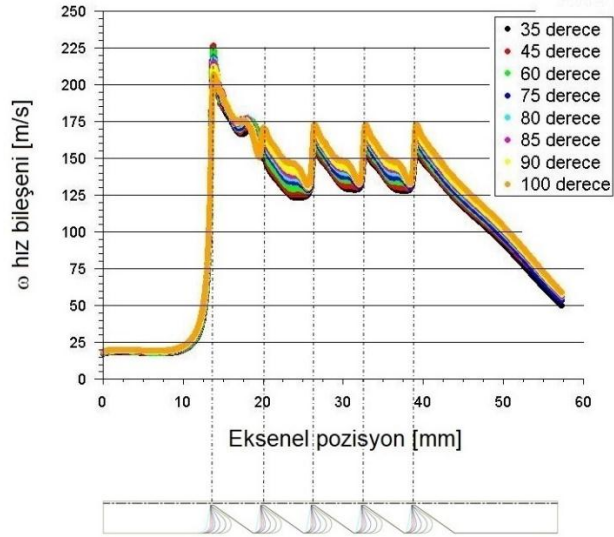
Şekil 4. 12. b. Sabit rotorda 0,508 mm açıklık için Mach sayısı dağılımı



Şekil 4. 13. Sabit rotorda 0,508 mm açıklık için ilk dişteki hız vektörleri



Şekil 4. 14. Sabit rotorda 0,508 mm açıklık için açıklık ortasındaki aksel basınç



Şekil 4. 15. Sabit rotorda 0,508 mm açıklık için açıklık ortasındaki aksel hız

4.2.4. Dönen rotor için eğim açısının akış özelliklerine etkisi

Dönen rotorda kaçak debide farklı dış eğimleri için değişimin yaklaşık olarak %1,1 ile %7,0 seviyelerinde olduğu görülmüştü. Dönen rotor analizleri kullanılarak labirent keçedeki akış oluşumu bu bölümde görsellenmiştir. Bu amaçla, dönen rotor için 0,508 mm açıklıktaki statik basınç dağılımı (Şekil 4.16.a) ve hız dağılımı (Şekil 4.16.b) oluşturulmuştur.

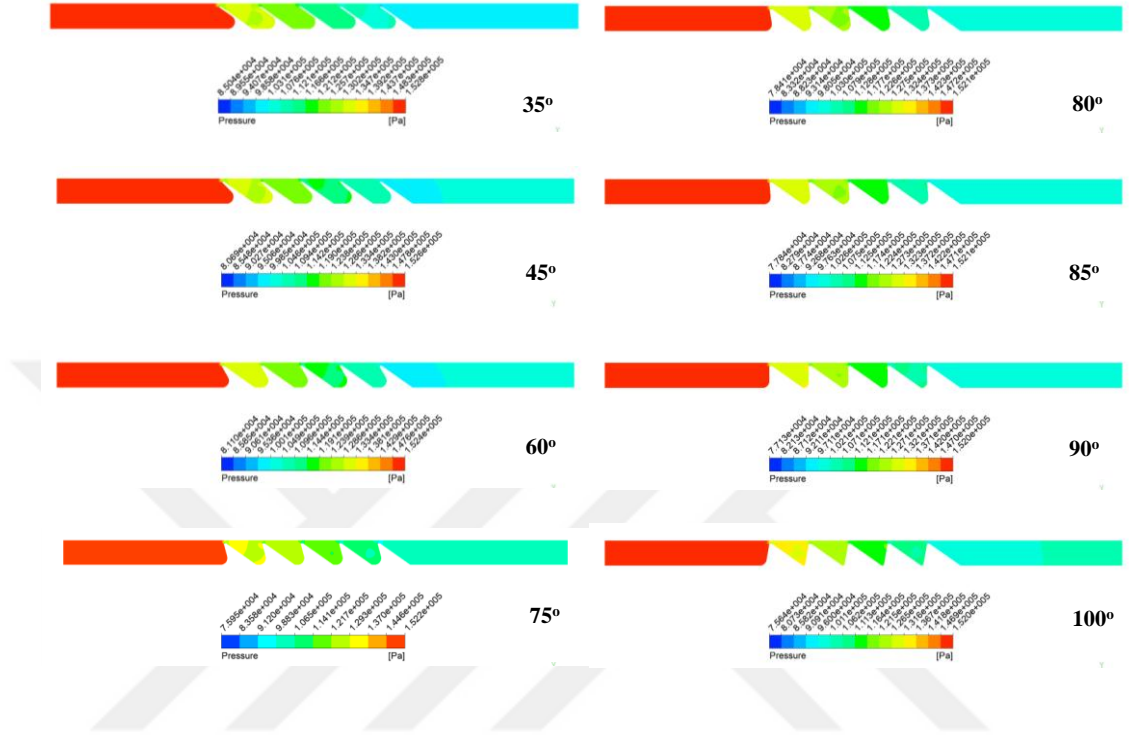
Sabit rotor durumuna benzer olarak HAD analiz modelinde yapılan adyabatik duvar ve sıkıştırılabilir akış tanımlamaları için elde edilen sıcaklık dağılımı (Şekil 4.17.a) ve Mach sayısı dağılımı (Şekil 4.17.b) dönen rotor durumu için de oluşturulmuştur. Devamında benzer şekilde ilk dışteki hız vektörleri (Şekil 4.18), açıklık ortasındaki aksel basınç grafiği (Şekil 4.19) ve hız grafiği (Şekil 4.20) aşağıda oluşturulmuştur.

Dönen rotor analizlerinde labirent dişler öncesinde ve sonrasında dönme etkisi ile tam gelişmiş akış şartlarının oluşması için model bölgesi aksel yönde daha da uzatılmıştır.

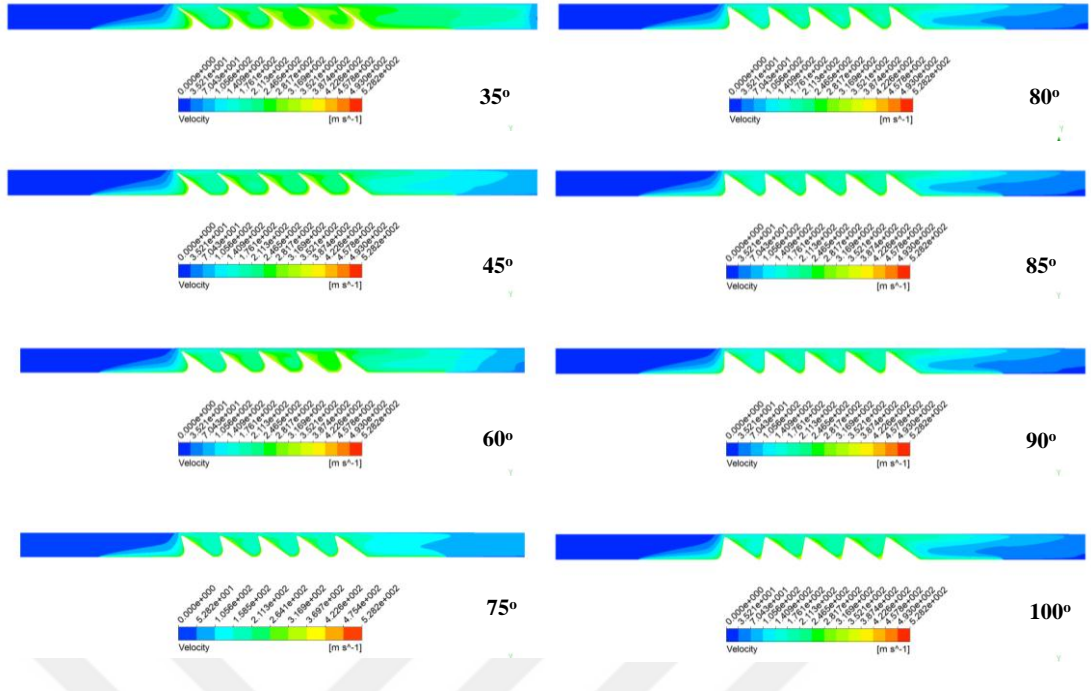
Dönen rotordaki statik basınç dağılımı (Şekil 4.16.a), sabit rotordakine (Şekil 4.11.a) benzer şekildedir. Yine ilk dişte daha fazla basınç düşmesi gerçekleşmekte ve diğer dişlerde basınç kademeli düşerek çıkış basıncına ulaşmaktadır. Bu gözlem Şekil 4.19'daki aksel basınç dağılımında daha açık görülmektedir. İlk dışteki basınç düşmesinin en büyük olduğu dış eğim açısı ise en küçük eğim olan 35° olmuştur.

Labirent keçedeki akış formu, hız dağılımı (Şekil 4.16.b), ilk dışteki hız vektörleri (Şekil 4.18) ve açıklık ortasındaki aksel hız grafiği (Şekil 4.20) ile görsellenmiştir. Rotor devir sayısı olan 13000 d/dk'nın oluşturduğu 528,2 m/s teğetsel hız tüm labirent keçedeki akışta etkin hız haline gelmektedir. Aksel ve radyal yönlerde yine hız bileşenleri vardır ancak tüm keçede dönen bir akış oluşmaktadır. Dönme yönündeki hız bileşeni özellikle diş üstündeki dar açıklıklarda aksel yöndeki hız bileşenine azaltıcı yönde etkimektedir. Ayrıca artan hız artan sürtünme kayıpları anlamındadır. Bu sebeple dönen rotor durumunda kaçak debi düşük çıkmıştır. Yine sabit rotora benzer olarak Şekil 4.17.a ve Şekil 4.17.b HAD analiz modelinde yapılan tanımlamaların değerlendirilmesi noktasında önemlidir. Şekil 4.17.a incelendiğinde sıcaklığın yaklaşık olarak aynı değerlerde olduğu görülmektedir. Şekil 4.17.b'de

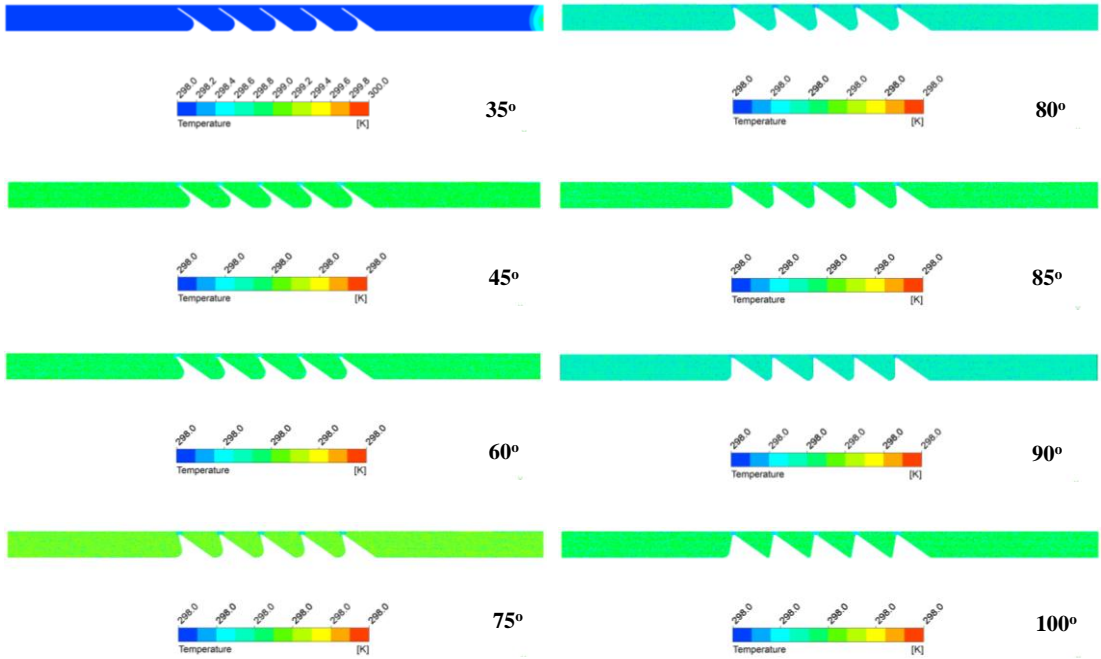
verilen Mach sayısının 1,6 değerlerine ulaşmakta olduğu görülmektedir. HAD analiz modelinde sıkıştırılabilir akış şartları dönen rotorda da geçerli olmaktadır.



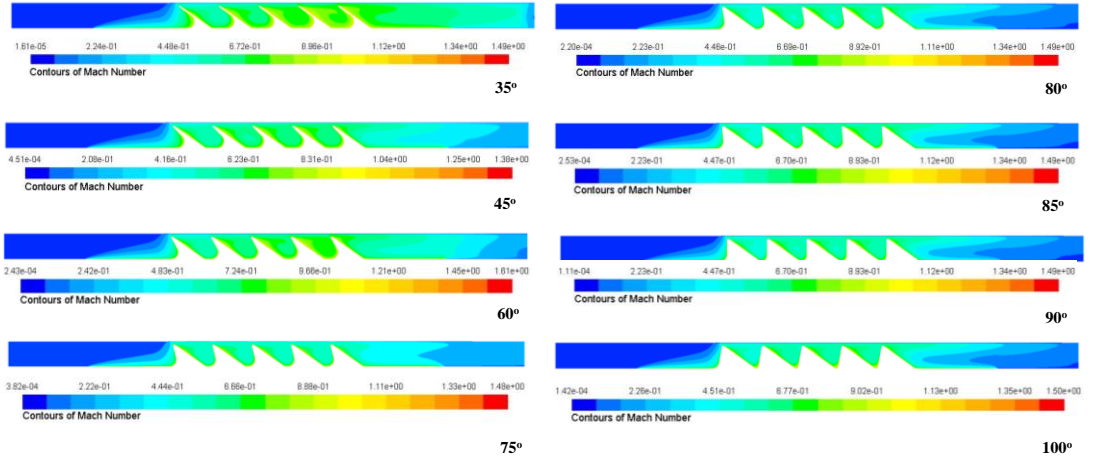
Şekil 4. 16. a. Dönen rotorda 0,508 mm açıklık için statik basınç dağılımı



Şekil 16. b. Dönen rotorda 0,508 mm açıklık için hız dağılımı

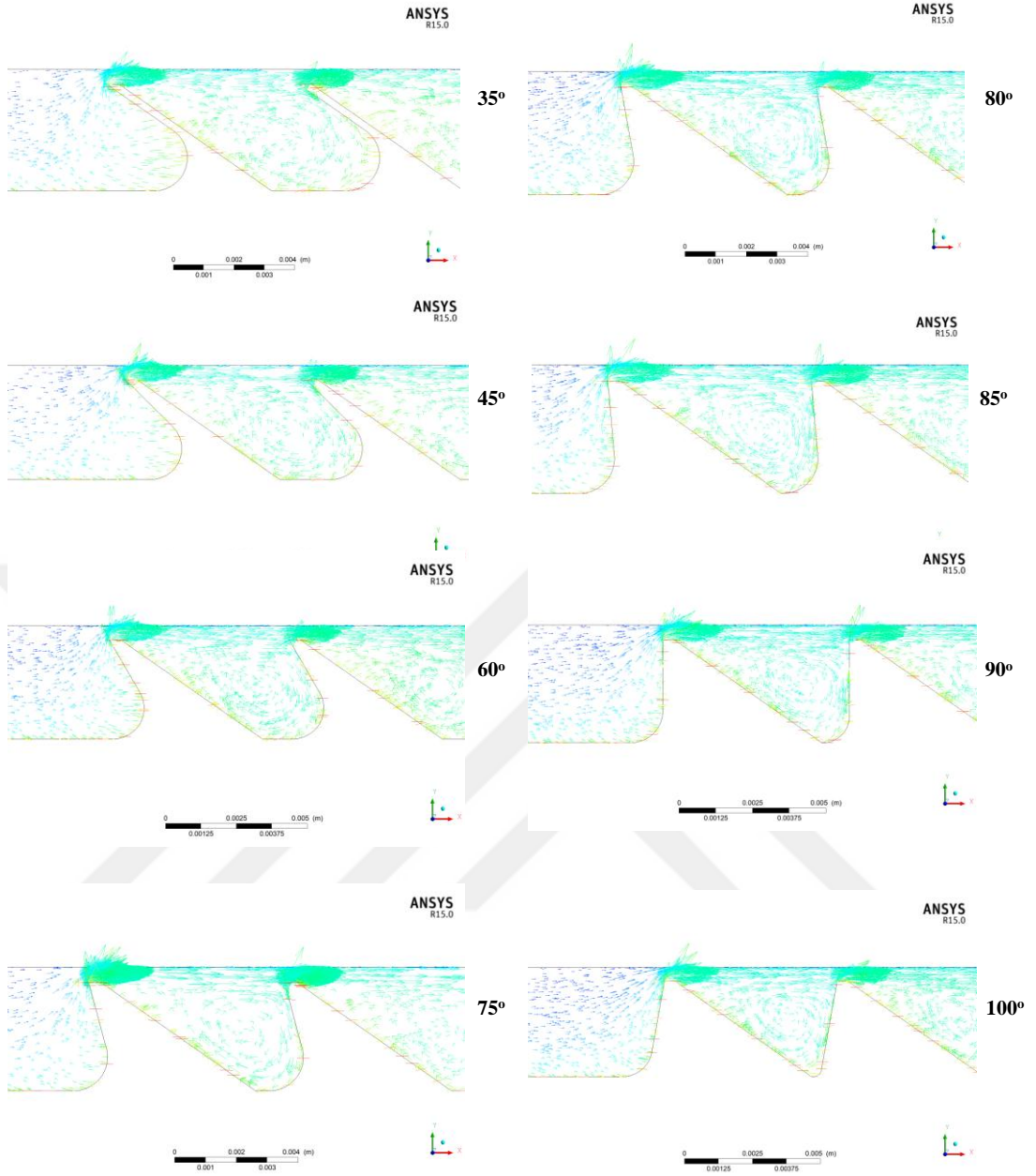


Şekil 4. 17. a. Dönen rotorda 0,508 mm açıklık için sıcaklık dağılımı

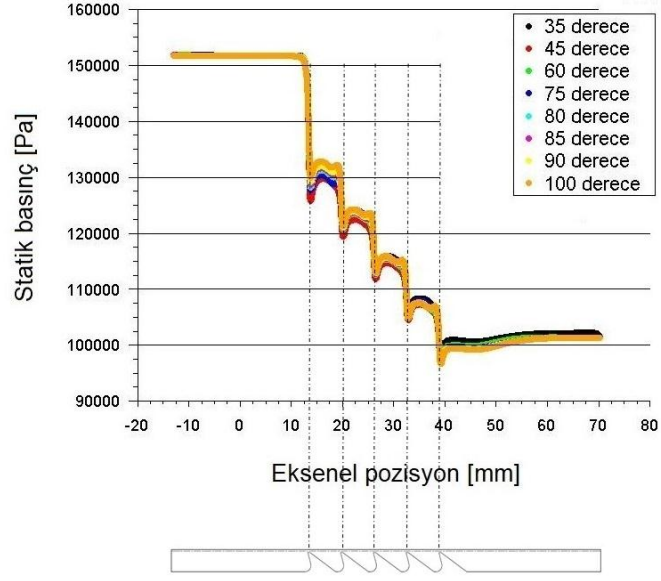


Şekil 4. 17. b. Dönen rotorda 0,508 mm açıklık için Mach sayısı dağılımı

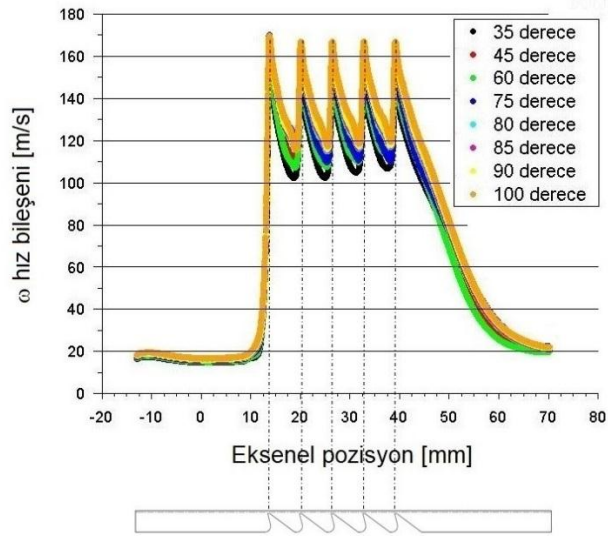




Şekil 4. 18. Dönen rotorda 0,508 mm açıklık için ilk dişteki hız vektörleri



Şekil 4. 19. Dönen rotorda 0,508 mm açıklık için açıklık ortasındaki aksenal basınç



Şekil 4. 20. Dönen rotorda 0,508 mm açıklık için açıklık ortasındaki aksenal hız

Bu bölümde eğik dişli labirent keçelerin kaçak debileri değerlendirilmiş, akış özellikleri incelenmiş ve farklı diş eğim açıları için sonuçlar karşılaştırılmıştır. Burada,

takip kolaylığı ve mutlak değerlendirme açısından sadece eğik dişli labirent keçeler kendi aralarında karşılaştırılmış ve değerlendirmeler bu kapsamda yapılmıştır. Takip eden bölümde incelenen genel diş profillerine sahip labirent keçeler değerlendirilerek eğik dişli labirent keçeler ile karşılaştırılmıştır.

4.3. Genel Diş Profilinin Kaçak Debiye Etkisi

Düz dişli labirent keçe dendiğinde diş ön tarafındaki eğim açısının 90° olduğu diş kastedilmektedir. Bununla birlikte labirent keçe uygulamalarında, düz diş denildiğinde, aynı zamanda diş profili olarak yaygın kullanılan ve geleneksel olan dikdörtgen kesitli ve konik kesitli dişlere sahip labirent keçeler anlaşılmaktadır.

Eğim açısının kaçak debide oluşturduğu değişim ifade edilirken referans olarak geleneksel dikdörtgen ve konik diş profillerinin de kullanılması uygun olacaktır. Bu karşılaştırmayı yapmak üzere bu diş profilleri için de aynı şartlarda HAD analizleri yapılmıştır. Kendi içinde genel diş profilinin karşılaştırması için

- dikdörtgen
- konik
- eğik 75°
- eğik 90°
- eğik 100°

dişler dikkate alınmıştır. Karşılaştırılan bu diş profilleri Şekil 4.21’de gösterilmiş ve hesaplanan kaçak debiler Çizelge 4.1’de verilmiştir. HAD analizleri; 0,508 mm ve 0,254 mm açıklıklar için 1,5 basınç oranında ve sabit rotor durumu için yapılmıştır.

Şekil 4.22’de elde edilen kaçak debiler gösterilmiştir. En fazladan aza doğru kaçak debi sıralaması 0,254 mm açıklık için; 100° eğik, 90° eğik, 75° eğik, konik, ve dikdörtgen diş şeklinde olmaktadır. Bu sıralama 0,508 mm açıklık için ise konik, 100° eğik, dikdörtgen, 90° eğik ve 75° eğik diş şeklindedir. Bu kaçak debi sıralamalarına göre küçük açıklıkta konik ve düz diş profilleri, eğimli diş profillerinden daha iyi sızdırmazlık performansı göstermektedir. Ancak açıklık büyüyünce durum değişmekte, eğimli diş profillerinin performansı artmaktadır.

Burada, her iki açıklıkta da dikdörtgen dişin konik dişe göre bir miktar az kaçırdığı görülmektedir. Ayrıca, yine her iki açıklıkta da 90° eğik diş 100° eğik dişe göre bir miktar az kaçırmaktadır.

Konik diş profili ile 100° eğik diş profilinin ilk dişlerinin akışı karşılayan yüzeyleri her iki profil için de aynı, yani 100° eğiktir. İlk dişlerin yüksek basınç tarafında oluşturdukları akış alanları benzer özellikler göstermektedir. İlk dişin sızdırmazlık performansı bakımından kritik önemde olduğunu da göz önünde bulundurarak konik ve 100° eğik diş profillerindeki kaçak debilerin birbirine yakın olmasını açıklamak mümkündür. Ancak analiz sonuçları bu durumu küçük açıklık değerlerinde (0,254 mm) desteklememektedir.

Tüm diş profillerine birlikte bakıldığında yüksek basınç bölgesindeki ilk dişin akışı karşılama yüzeyi konik ve 100° eğik diş profillerinde geniş açılı, dikdörtgen ve 90° eğik diş profillerinde dik açılı ve 75° eğik diş profilinde dar açılıdır. Bu yüzeylerin kaçak debiye etkilerinin 0,508 mm açıklık için elde edilen sonuçlara göre açı değeriyle doğru orantılı olduğu görülmektedir. Yani az kaçak debi dar açılı profilde, en çok kaçak debi de geniş açılı profillerde hesaplanmıştır. Ancak bu durum küçük açıklık değerlerinde geçerli değildir.

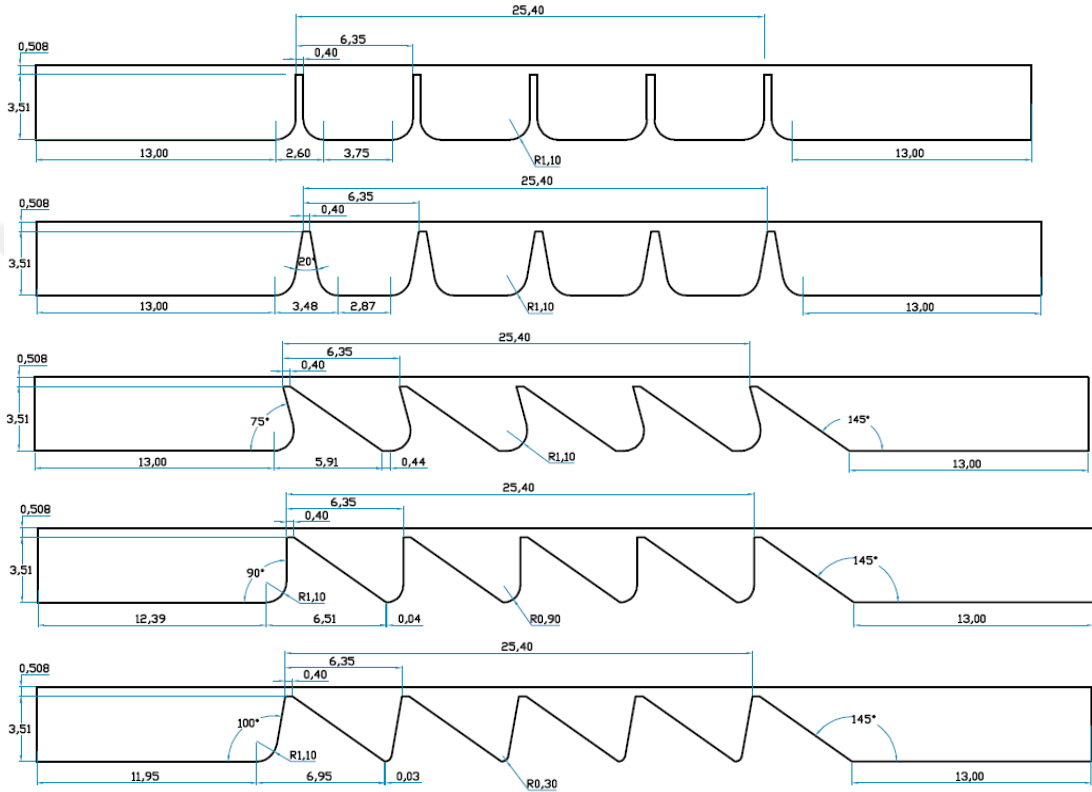
Genel diş profilinin akış oluşumunda etkisini görsellemek amacıyla, sabit rotor için 0,508 mm açıklıktaki statik basınç dağılımı (Şekil 4.23), hız dağılımı (Şekil 4.23) ve ilk dişteki hız vektörleri (Şekil 4.24) aşağıda gösterilmiştir.

Akış özelliklerine ilişkin açıklık ortasındaki aksenal basınç ve hız değerleri de sırasıyla Şekil 4.25 ve Şekil 4.26'da gösterilmiştir.

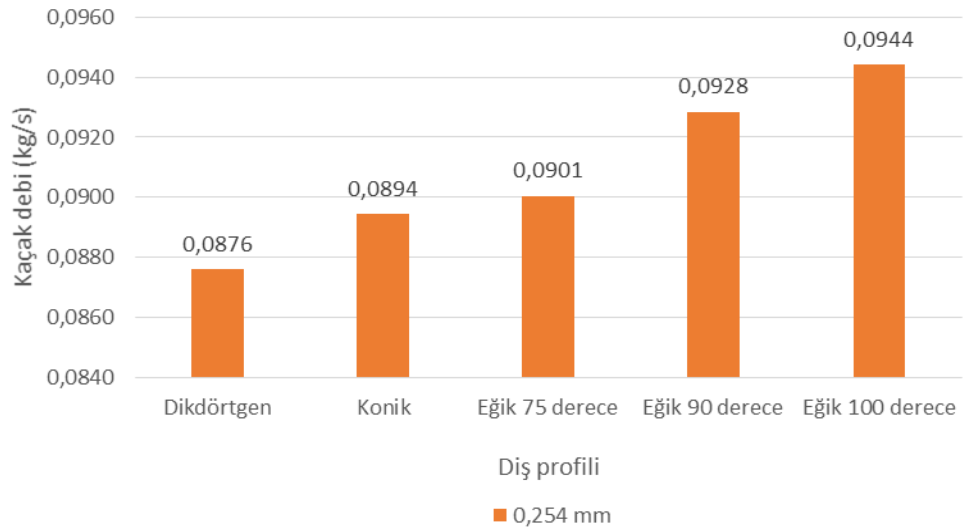
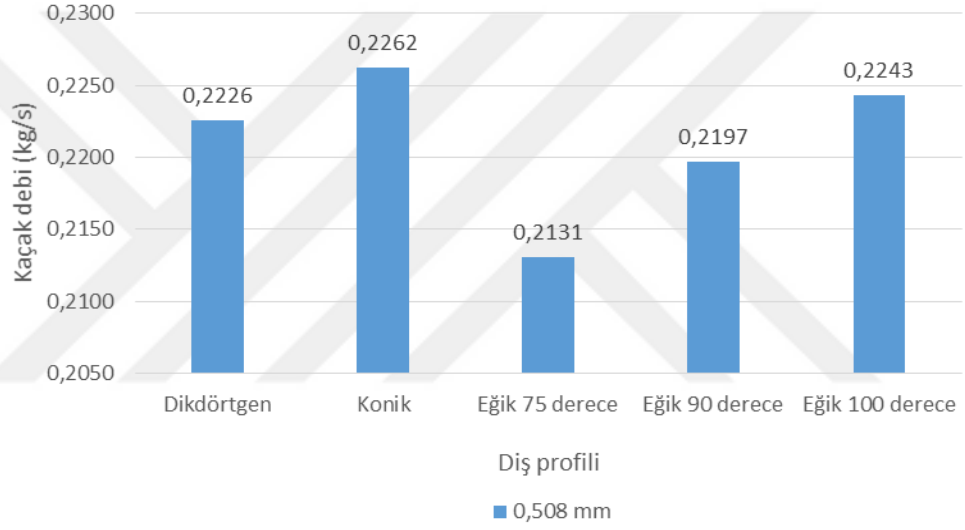
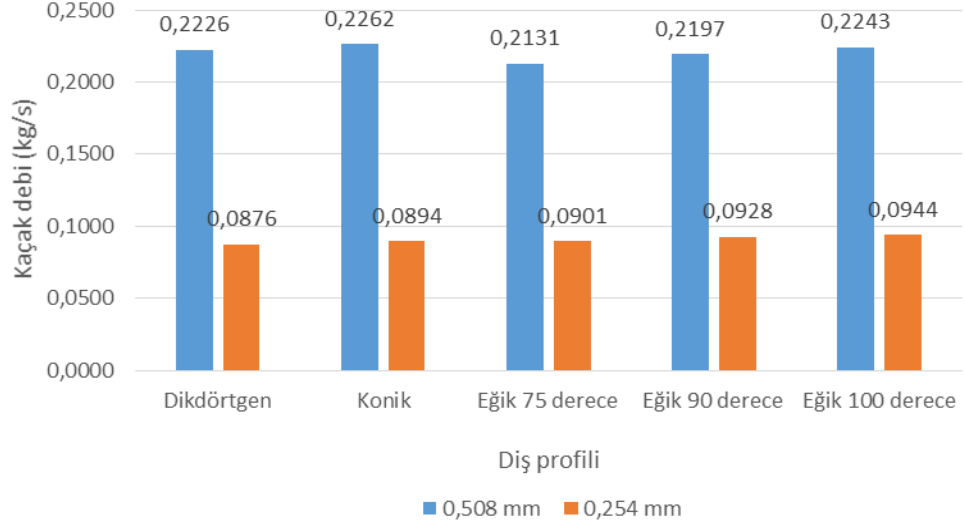
Şekil 4.23'de verilen statik basınç ve hız dağılımları önceki bölümde eğimli dişli keçeler için sabit rotor durumunda verilen dağılımlar ile benzerlik göstermektedir. Tüm diş profilleri için yüksek basınç tarafındaki ilk dişte oluşan kinetik enerji kırılması diğer dişlere kıyasla daha etkindir. Bu diş profillerindeki farklılık, özellikle ilk dişin yüksek basınç bölgesinden gelen akışı karşılayan yüzeylerindedir. Şekil 4.23'de bu yüzeylerde oluşan hız vektörleri incelendiğinde akışkan yüksek basınç bölgesindeki ilk dişin açısına bağlı olarak yönelmektedir. Bu yönelim dar açılarda akışı zorlayan yönde iken geniş açılarda akış doğrultusundadır. İlk dişte oluşan bu vektörler önceki açıklamaları da destekler niteliktedir.

Diş profilleri akış özellikleri bakımından ele alınırsa konik ve dikdörtgen profiller kendi aralarında, 75° , 90° ve 100° eğik profiller kendi aralarında benzerlikler

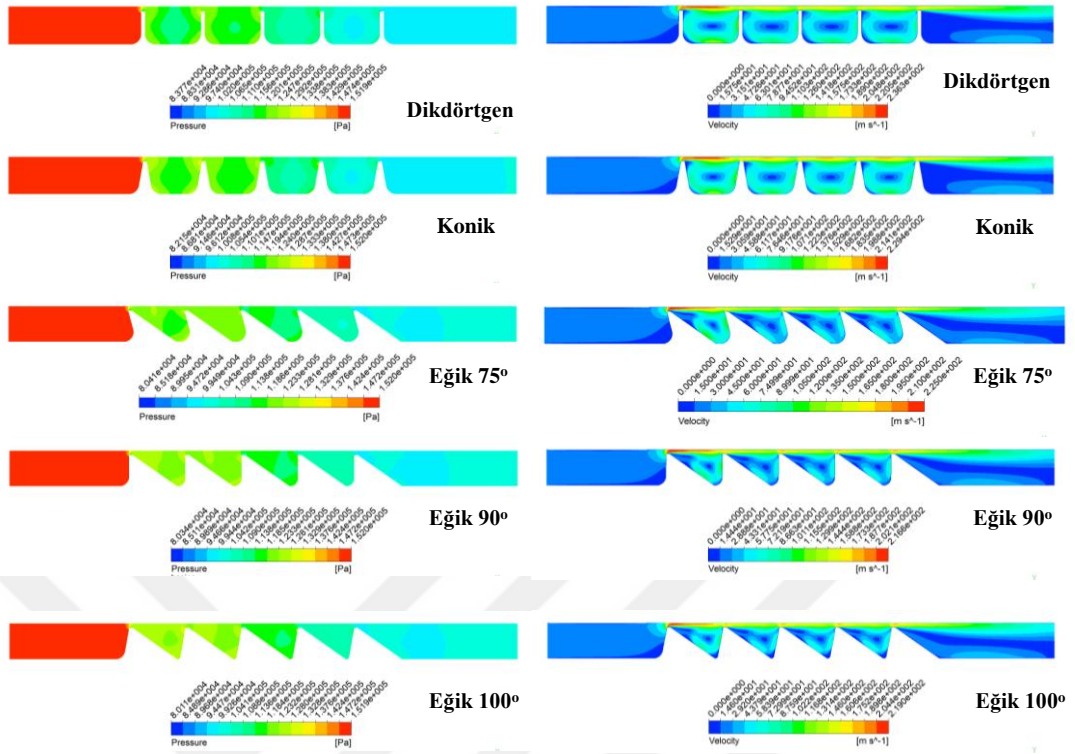
göstermektedir. Bu benzerlikler Şekil 4.25 ve Şekil 4.26’da görülmektedir. Dikdörtgen ve konik profiller eğik profillerden özellikle iki diş arasındaki kavitelere hem aksel basınç hem de aksel hız için bariz olarak ayrılmaktadırlar. Bu durumdan hareketle kaçak debilerdeki farkı oluşturan bir diğer etken de diş kavitelindeki akışkan davranışının ve akış özelliklerinin farklı gelişmesinin olduğu söylenebilir.



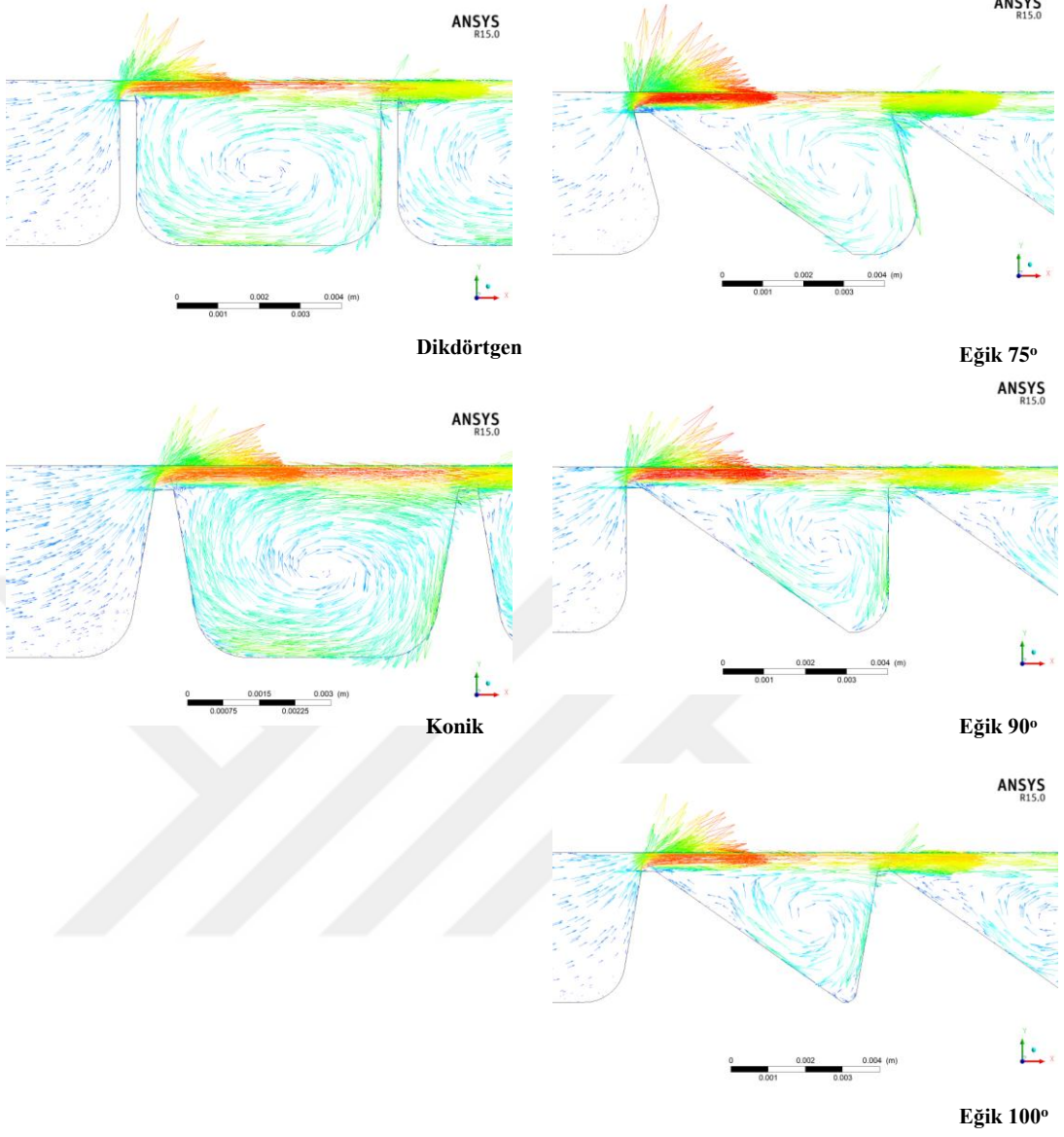
Şekil 4. 21. Genel diş profilinin kaçak debiye etkisinin karşılaştırılması için incelenen diş profilleri



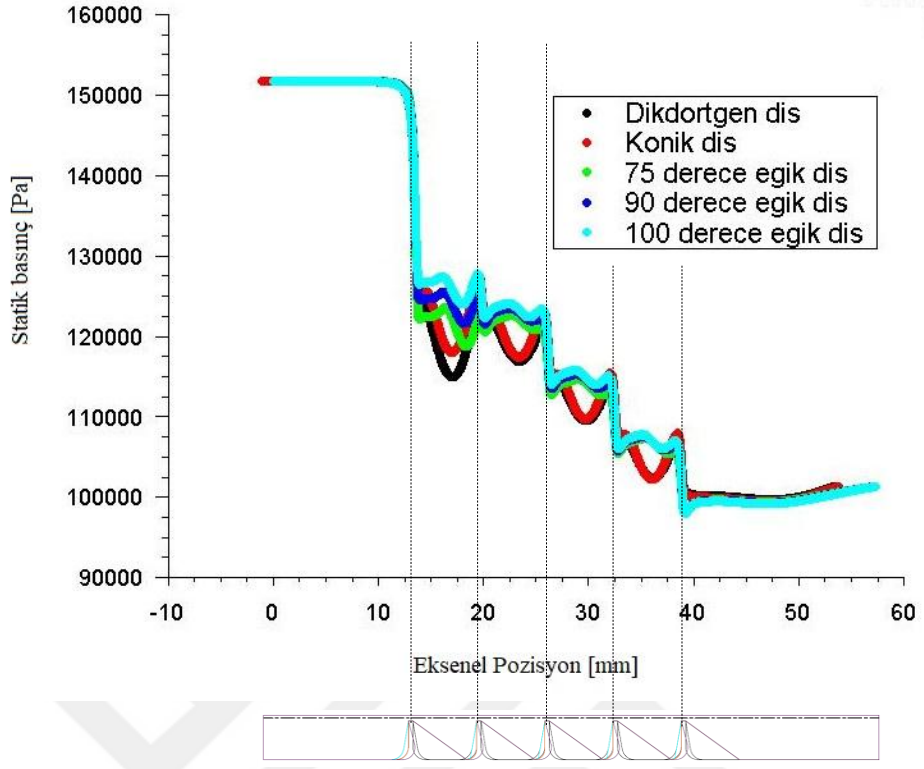
Şekil 4. 22. Genel diş profilinin kaçak debiye etkisi



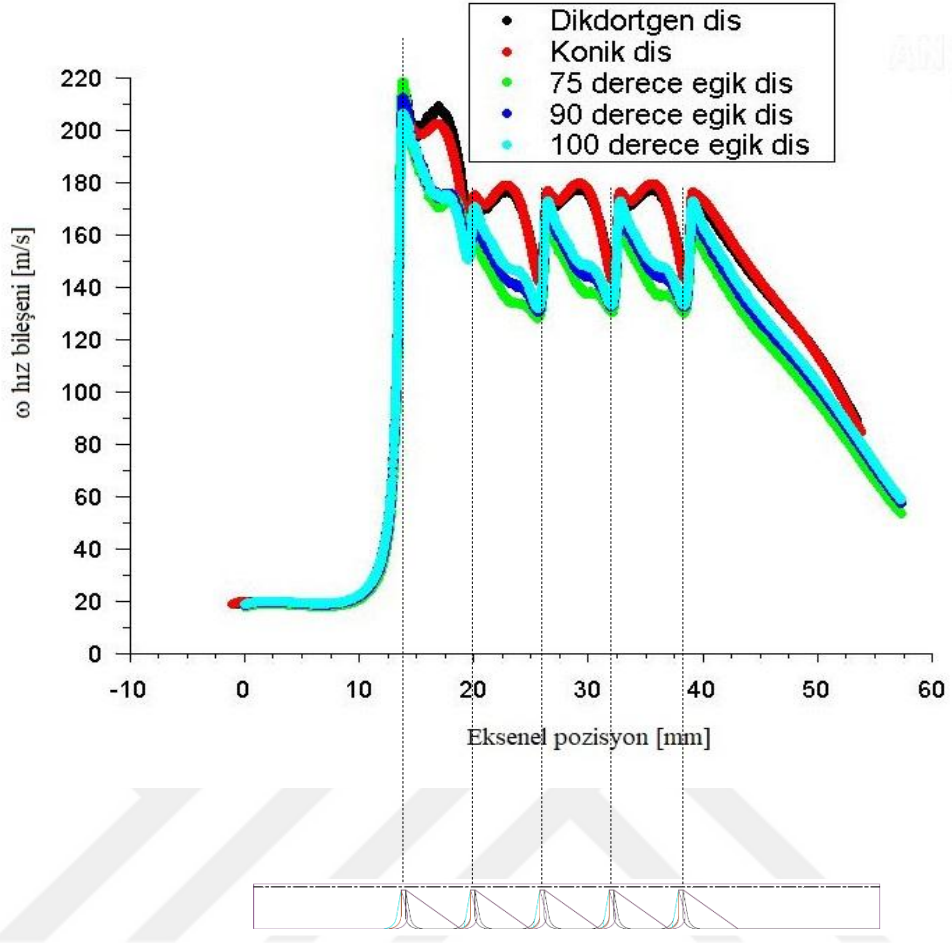
Şekil 4. 23. Genel dış profilleri için sabit rotorda 0,508 mm açıklık için statik basınç ve hız dağılımları



Şekil 4. 24. Genel diş profilleri için sabit rotorda 0,508 mm açıklık için ilk dişteki hız vektörleri



Şekil 4. 25. Farklı diş profilleri için açıklık ortasındaki aksenal basınç



Şekil 4. 26. Farklı diş profilleri için açıklık ortasındaki aksel hız

4.4. İlk Dişin Eğimlendirilmesinin Kaçak Debiye Etkisi

HAD analizlerinden elde edilen akış oluşumunun incelenmesi esnasında özellikle ilk dişteki akış oluşumunun farklı olduğu ve kaçak debiyi etkilediği fark edilmiştir. Bu durumun tespit edilmesi için sadece ilk dişin eğimli olduğu geometriler için analizler yapılmıştır. Bu amaçla konik diş profilli labirent keçedeki ilk diş 75° eğimli hale getirilerek analiz yapılmıştır. Böylece, konik diş profilli labirent keçeye entegre eğik diş profilinin kaçak debi üzerindeki etkisi gözlenmiş olacaktır. İlaveten, 90° eğik diş profilli labirent keçedeki ilk diş 75° eğimli hale getirilerek de analiz yapılmıştır. Bölüm 4.2’de incelenen eğik dişli labirent keçeler için 75° eğim açısının

kritik olduğu analiz sonuçlarına göre belirlenmişti. Bu sebeple her iki özel durum için de yüksek basınç bölgesindeki ilk diş 75° eğimli olarak alınmıştır.

Konik diş profilli labirent keçe için yüksek basınç bölgesindeki ilk dişin 75° eğimli olarak oluşturulduğu keçe geometrisi, konik diş profilli keçe geometrisi ile birlikte Şekil 4.27’de gösterilmiştir. Eğik diş profilli labirent keçe için yüksek basınç bölgesindeki ilk dişin 75° eğimli olarak oluşturulduğu keçe geometrisi de eğik diş profilli keçe geometrisi ile birlikte Şekil 4.28’de gösterilmiştir.

Şekil 4.27 ve Şekil 4.28’da gösterilen labirent keçeler için 0,254 mm açıklıkta sabit rotor ve 0,508 mm açıklıkta sabit ve dönen rotor için 1,5 basınç oranında analizler yapılmış ve kaçak debiler Çizelge 4.1’de verilmiştir. Analizlerden elde edilen ilk dişin eğimlendirilmesinin kaçak debiye etkisi Şekil 4.29’da çizilmiştir.

Konik dişli labirent keçede; ilk diş 75° eğik yapıldığında sabit rotorda 0,254 mm açıklık için 0,0894 kg/s’den 0,0878 kg/s’ye %1,8 oranında düşmüştür. Açıklığın 0,508 mm değeri için ise kaçak debi 0,2262 kg/s’den 0,2111 kg/s’ye %6,7 oranında düşmüştür. Dönen rotorda 0,508 mm açıklık için 0,2099 kg/s’den 0,2021 kg/s’ye %3,7 oranında düşmüştür. Konik dişli labirent keçede ilk dişin eğik olması büyük açıklıklarda daha etkin olmaktadır.

Tüm dişlerin 90° olduğu labirent keçede ise; 0,508 mm açıklıkta hem sabit hem dönen rotor için büyükten küçüğe kaçak debi sıralaması tüm dişler 90°, tüm dişler 75°, ilk diş 75° diğerleri 90° şeklinde olmuştur. Sadece ilk dişin eğimli olması beklenmedik bir şekilde en düşük kaçak debiyi vermiştir. Açıklığın 0,254 mm değeri için ise sadece ilk dişin eğimli olması tüm dişlerin 90° ve tüm dişlerin 75° olması arasında çıkmıştır.

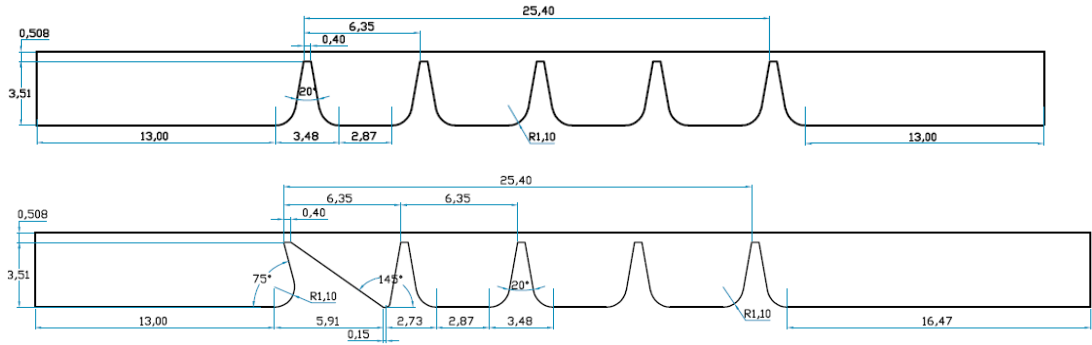
Bu profiller için akış oluşumları sabit rotor ve 0,508 mm açıklık için Şekil 4.30’da gösterilmiştir. İlk dişin eğik olmasının akış özelliklerine etkisi ise; açıklığın ortasındaki aksenal basınç ve hız sırasıyla Şekil 4.31 ve Şekil 4.32’de konik profil için, Şekil 4.33 ve Şekil 4.34’de de eğik profil için gösterilmiştir.

Şekil 4.30’da her iki diş profili için de görsellenmiş olan basınç düşüşü, hız dağılımı ve ilk dişteki hız vektörleri önceki bölümlerde yapılan incelemelerden farklı olarak ilk dişin eğik oluşunun etkisini göstermektedir. İlk dişin labirent keçe için kritik önemde olduğu vurgulanmıştı. Özellikle kritik olan bu dişin eğimlendirilmesi aslında keçe davranışını daha çok eğik özellikli keçelere yaklaştırmaktadır. Konik profilli keçede ilk dişteki eğimin etkisiyle ilk ve ikinci dişler arasındaki kavite diğer kavitelere göre daha farklı ve daha küçük alanlı bir bölge oluşmasına sebep olmaktadır. Bu durum

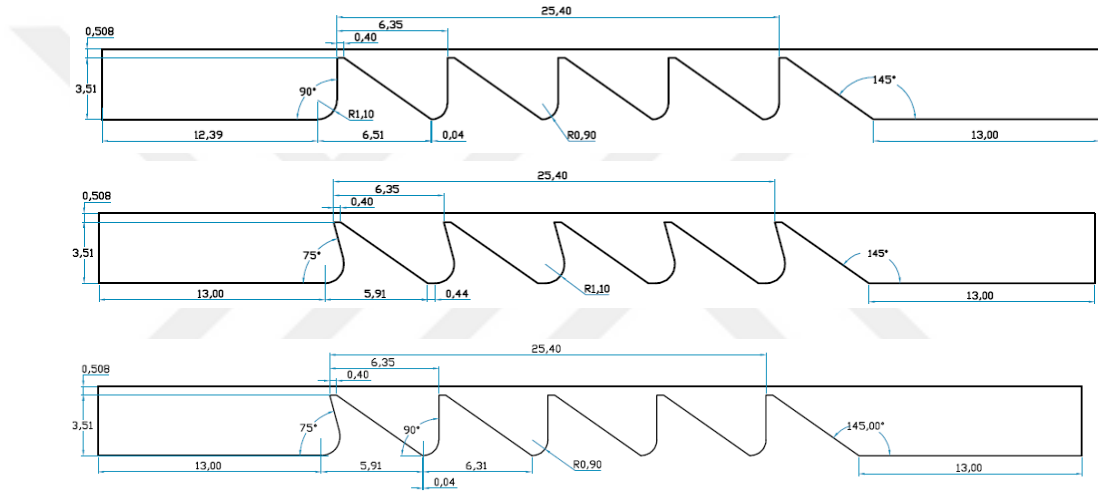
eđik profilli keçede geçerli deđildir. Bu durumun yansıması da Őekil 4.32’de verilen açıklık ortasındaki aksenal basınç dūŐūŐünde gōrūlmektedir. Burada konik profil için ilk kavitede gōzlenen basınç dūŐūŐu eđrileri diđer tūm durumlardan farklı olarak kesiŐmektedir.

Őekil 4.31 incelendiđinde konik profildeki ilk diŐin eđik olması durumunda, tūm diŐlerin konik olması durumuna gōre ilk diŐteki basınç dūŐūŐu daha yūksektir. Bu basınç dūŐūŐu ilk diŐ boŐluđunda birbirine yaklaŐmıŐ ancak sonraki boŐluklarda yine ilk diŐin eđik olduđu keçede dūŐūŐ daha yūksek seviyelerde gerçekleŐmiŐtir. İlk diŐ eđimli profil sadece ilk boŐlukta basınç dūŐūŐu bakımından baskın olamamıŐtır. Őekil 4.32’de aksenal hızdaki deđiŐim incelendiđinde ise kısılma bōlgelerinde yakın deđerlerde iken diŐ boŐluklarında tūm diŐlerin konik olduđu durum ilk diŐin eđik olduđu duruma gōre daha yūksek deđerlerdedir. Konik profilli keçede ilk diŐin eđik olmasının etkisi ۆzellikle diŐler arasındaki kavitelerde belirgin olarak gōrūlmektedir.

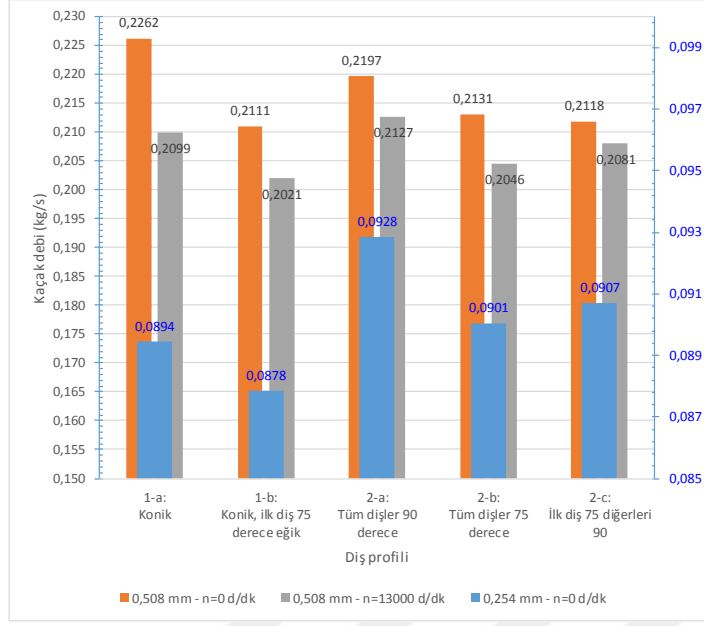
Eđik profilli keçe için Őekil 4.33’de verilen basınç dūŐūŐu incelendiđinde ilk diŐin eđik olması tūm diŐlerde ve diŐler arasındaki kavitelerde gerçekleŐen basınç dūŐūŐunu artırmıŐ olduđu gōrūlmektedir. Basınç eđrisi her iki keçe için de benzerlik gōsterse de ilk diŐin eđik olduđu keçe için daha altta yer almaktadır. Ancak Őekil 4.34’deki aksenal hız eđrileri incelendiđinde ilk diŐte ve ilk boŐlukta benzer eđilimlerde olmalarına rađmen ikinci diŐ ve sonrasında farklı yōnelimler oluŐturmuŐlardır. İkinci diŐ ve sonrasında ilk iŐin eđimli olduđu durumda hız daha dūŐuk seviyelerde kalmıŐtır. Eđik profillerde ilk diŐin eđik olması basınç dūŐūŐunda ilk diŐte ve ilk boŐlukta etkirken aksenal hıza ikinci diŐ ve sonrasında etkisini gōstermektedir.



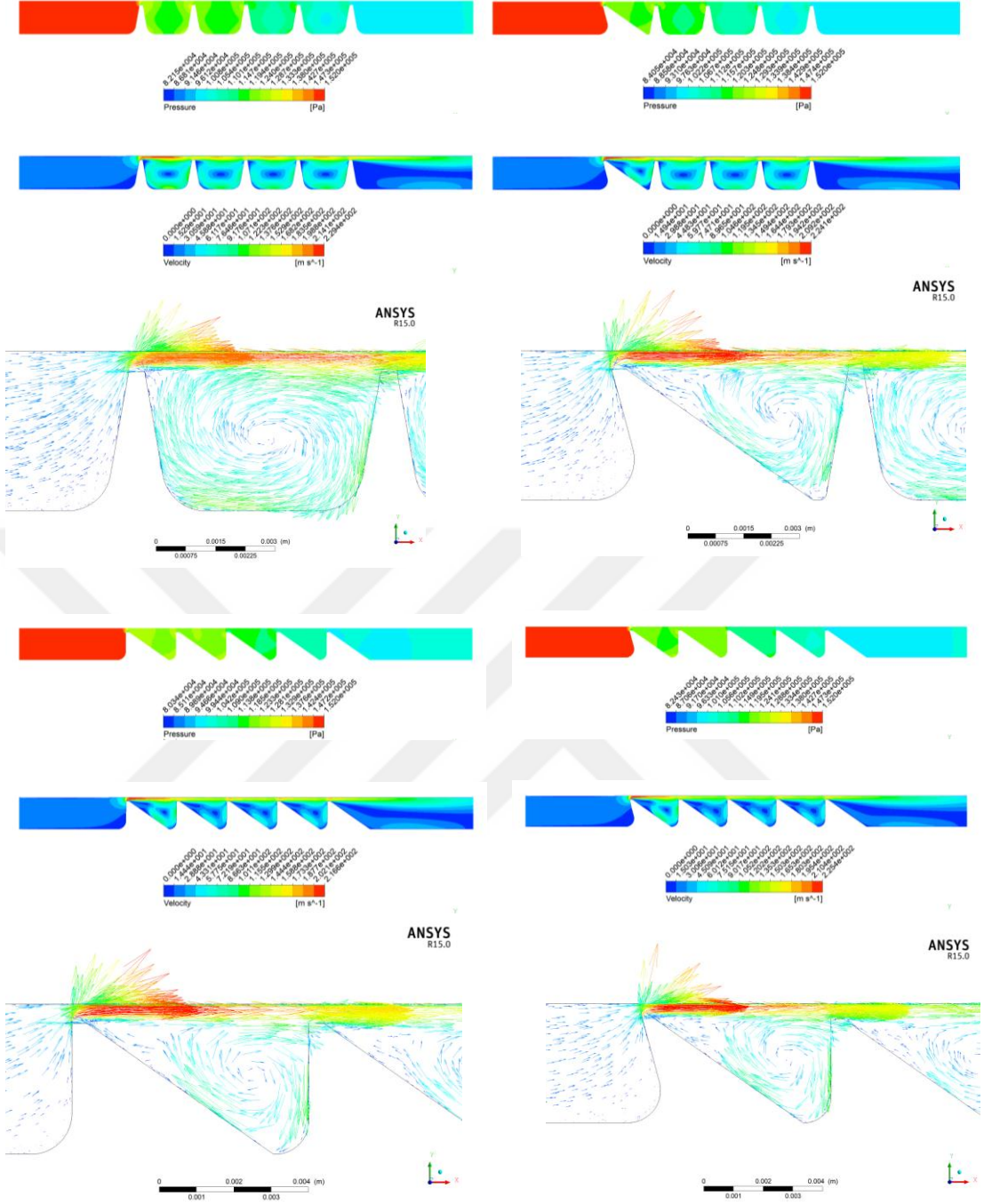
Şekil 4. 27. Konik ve ilk diş eğimli konik labirent keçe



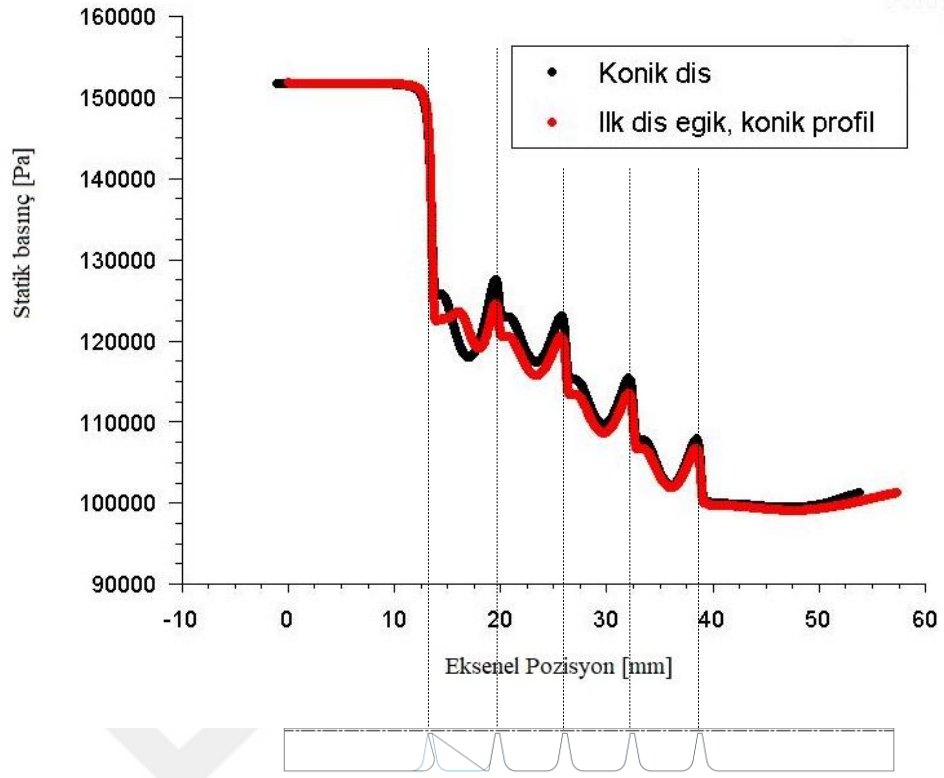
Şekil 4. 28. Dik, tüm dişler eğik ve sadece ilk diş eğik labirent keçe



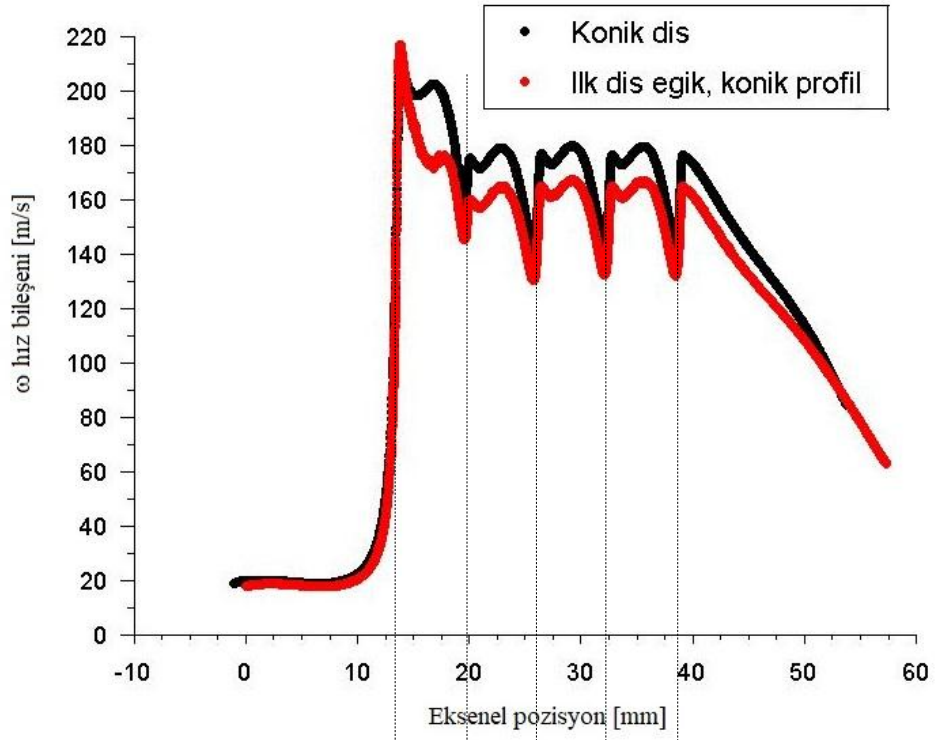
Şekil 4. 29. İlk dişin eğimlendirilmesinin kaçak debiye etkisi



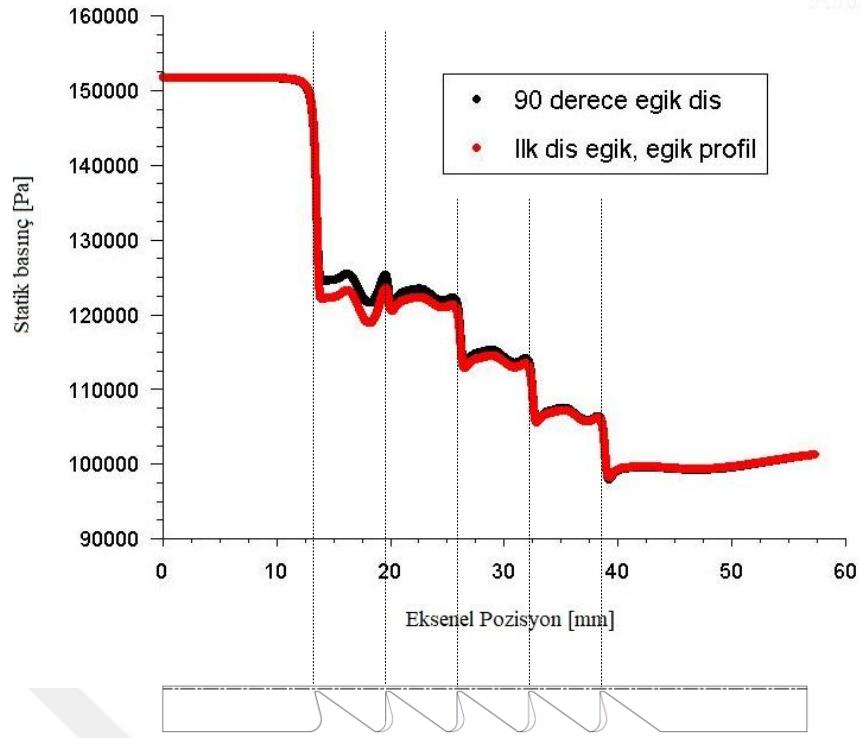
Şekil 4. 30. İlk dış eğik olduğundaki akış oluşumu



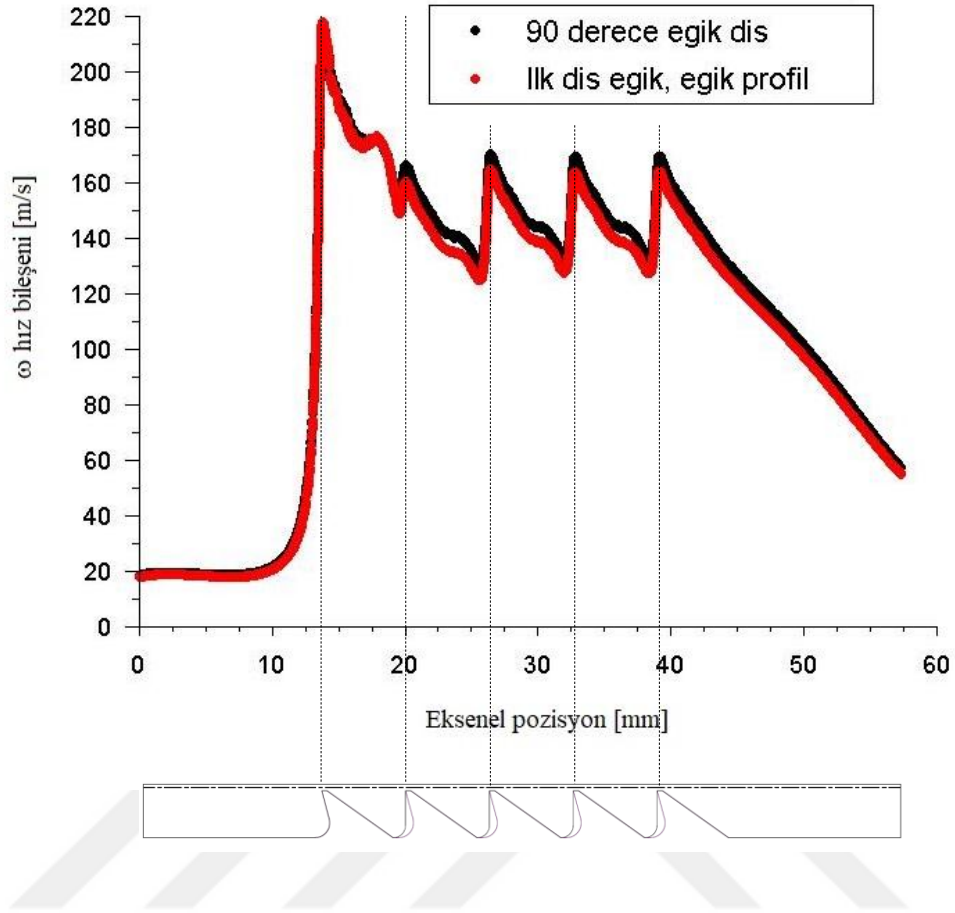
Şekil 4. 31. İlk dişin eğik olduğu konik profil için açıklık ortasındaki aksel basınç



Şekil 4. 32. İlk dişin eğik olduğu konik profil için açıklık ortasındaki aksel hız



Şekil 4. 33. İlk dişin eğik olduğu eğik profil için açıklık ortasındaki aksel basınç



Şekil 4. 34. İlk dişin eğik olduğu eğik profil için açıklık ortasındaki aksenal hız

4.5. Eğik Dişte Ters Akışın Kaçak Debiye Etkisi

Dişlerin eğimlendirilmesi kaçak debiyi azaltması için akışın geldiği yüksek basınç tarafına doğru yapılmıştır. Ters durumda kaçak debinin ne kadar etkileneceği ise merak konusudur. Bu etkiyi görmek amacıyla bir ters akış analizi yapılmıştır.

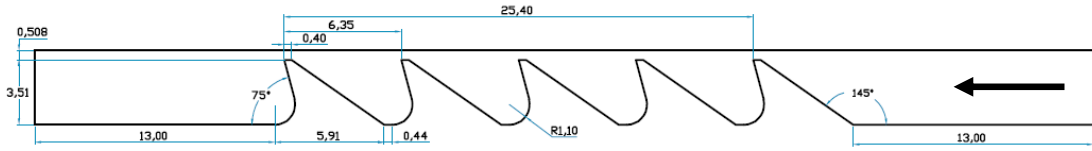
Ters akış analizi için yine kritik açı olan 75° eğik dişli labirent keçe kullanılmıştır. Analiz edilen geometri Şekil 4.35’de gösterilmiştir. Ters akış analizinde yüksek ve düşük sınır şartlarının yerleri değiştirilerek sadece akış doğrultusu değiştirilmiştir.

Ters akış analizleri; 0,254 mm açıklık için sabit rotor durumunda, 0,508 mm açıklık için hem sabit ve hem dönen rotor durumlarında ve 1,5 basınç oranında yapılmıştır. Elde edilen kaçak debi değerleri Çizelge 4.1’de listelenmiş ve Şekil 4.36’da düz akış ile karşılaştırmalı grafiği çizilmiştir. Dişler akışın olduğu yönde eğimlendirildiğinde kaçak debi beklendiği gibi artmıştır. Artma oranı; sabit rotor 0,254 mm açıklık, sabit rotor 0,508 mm açıklık, dönen rotor 0,508 mm açıklık durumları için sırasıyla % 15,9-23,5-19,0 değerlerinde olmuştur. Bu oranlar, yine diş profilinin kaçak debide etkin bir parametre olduğunu göstermektedir.

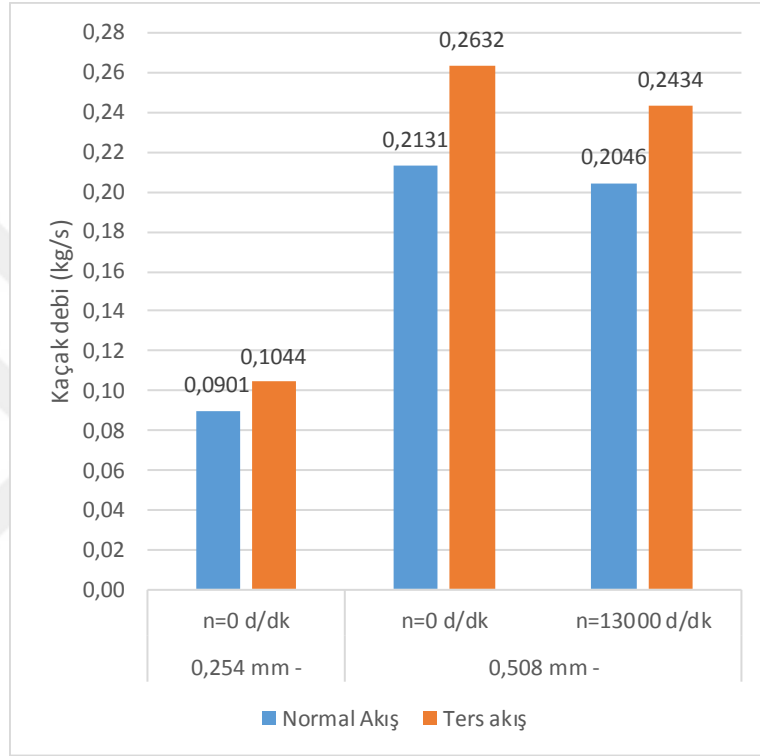
Ters akış analizi için yine sabit rotor 0,508 mm açıklık için basınç ve hız dağılımı ve hız vektörleri Şekil 4.37’de gösterilmiştir. Şekil 4.38 ve Şekil 4.39’da sırasıyla ters akış durumu akış özelliklerine ilişkin açıklık ortasındaki aksenal basınç ve hızlar gösterilmiştir.

Akış yönünün değiştirilmesiyle aslında diş eğim açısının geniş açılı olduğu durum elde edilmiştir. Bu durum 100° eğik dişli labirent keçeye benzer bir durumdur. 100° eğik dişli keçe geometrisinden farklı olarak diş arkası açısı 75° yani dar açıdır. Diş ön açısının artmasının kaçak debiyi arttırmakta olduğu burada da yeniden görülmüştür. Şekil 4.37’de gösterilen yüksek basınç bölgesindeki ilk dişte oluşan hız vektörleri incelendiğinde ön dişteki eğimin dar açı değerlerinde akışı zorlaştıran, geniş açı değerlerinde akışı kolaylaştıran yönde oluştuğu anlaşılmaktadır. Bu duruma paralel olarak kaçak debi artmakta ya da azalmaktadır. Ancak diş arkasındaki açının dar açılı olması geniş açılı olmasına nazaran dişler arasındaki kaviteelerde kısımla kesitine tekrar yönlenen akışın birincil akışı daha çok zorlama eğiliminde geliştiği görülmektedir. Ancak bu etki kaçak debi üzerinde akış doğrultusundaki diş eğimi yanında çok daha düşük seviyelerde kalmaktadır.

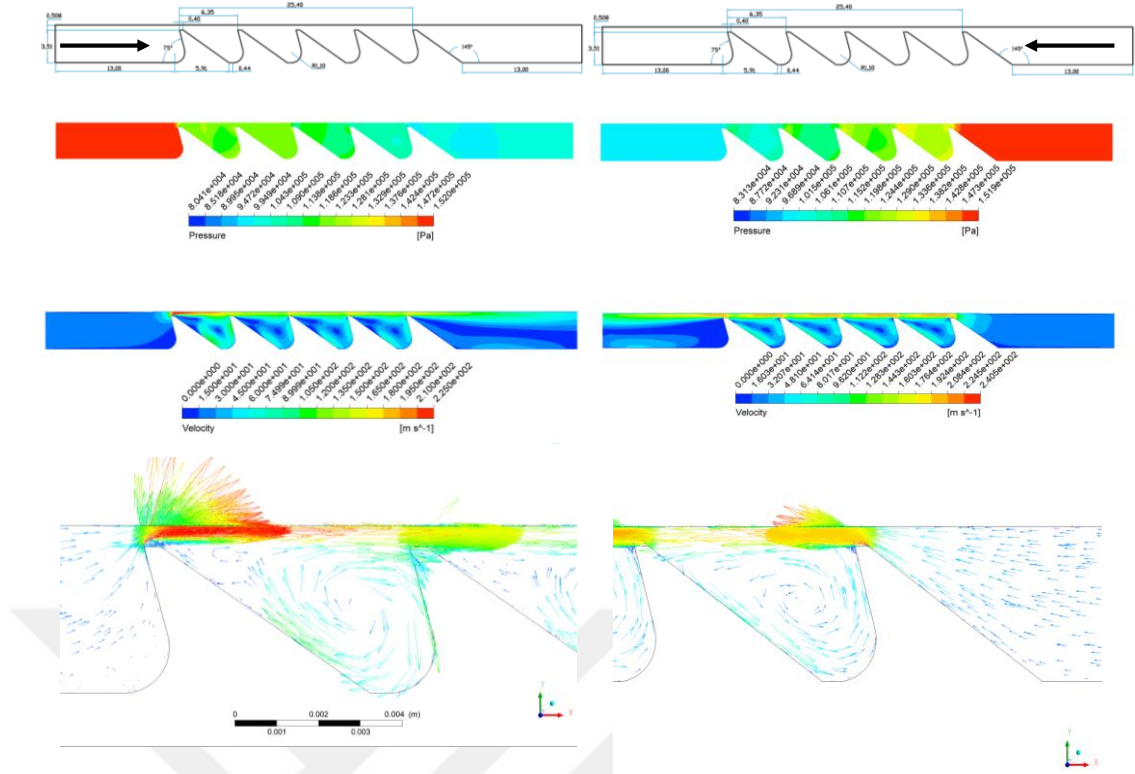
Şekil 4.38’de gösterilen basınç düşüşü incelendiğinde ters akış durumunda gerçekleşen düşüşün daha küçük değerlerde olduğu görülmektedir. Şekil 4.39’da verilen aksenal hızdaki artışlarda ise ters akış durumunda daha belirgin bir artışın yaşandığı gözlenmektedir. Tüm bu etkenler de kaçak debi üzerinde bir fark olarak karcımıza çıkmaktadır.



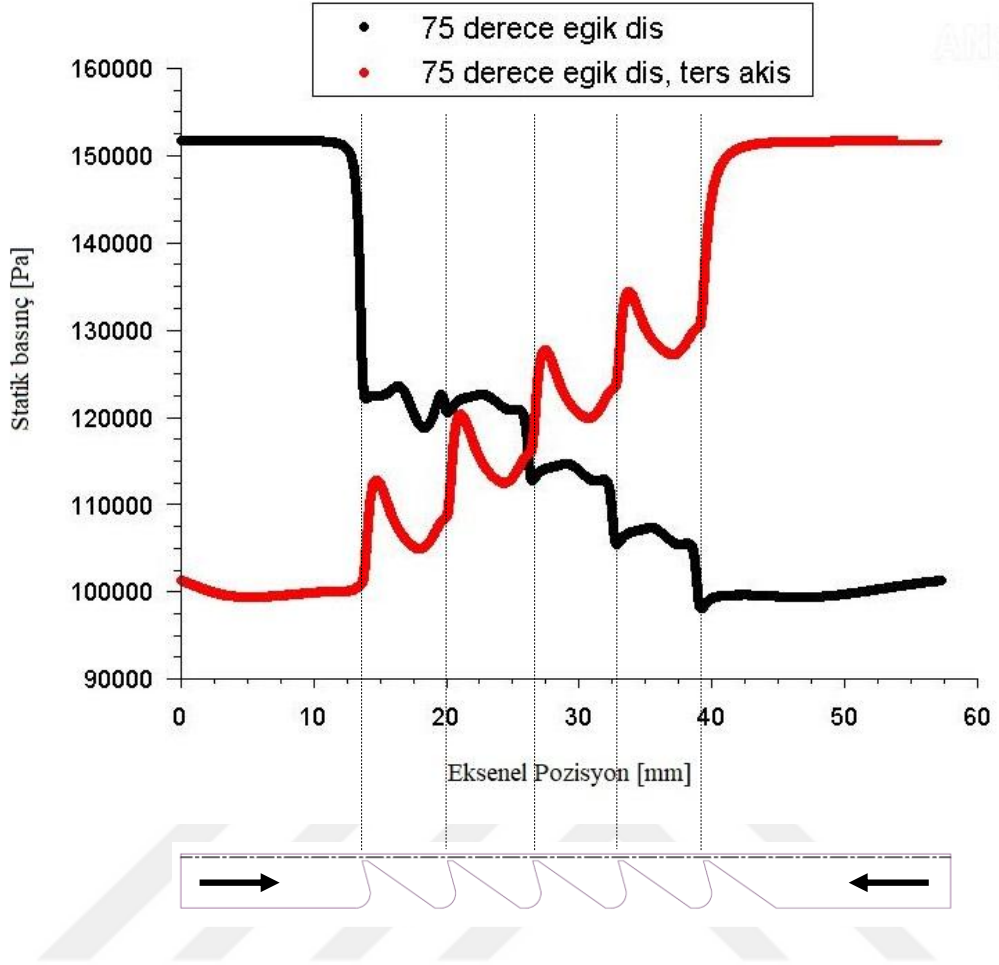
Şekil 4. 35. Dik, tüm dişler eğik ve sadece ilk diş eğik labirent keçe



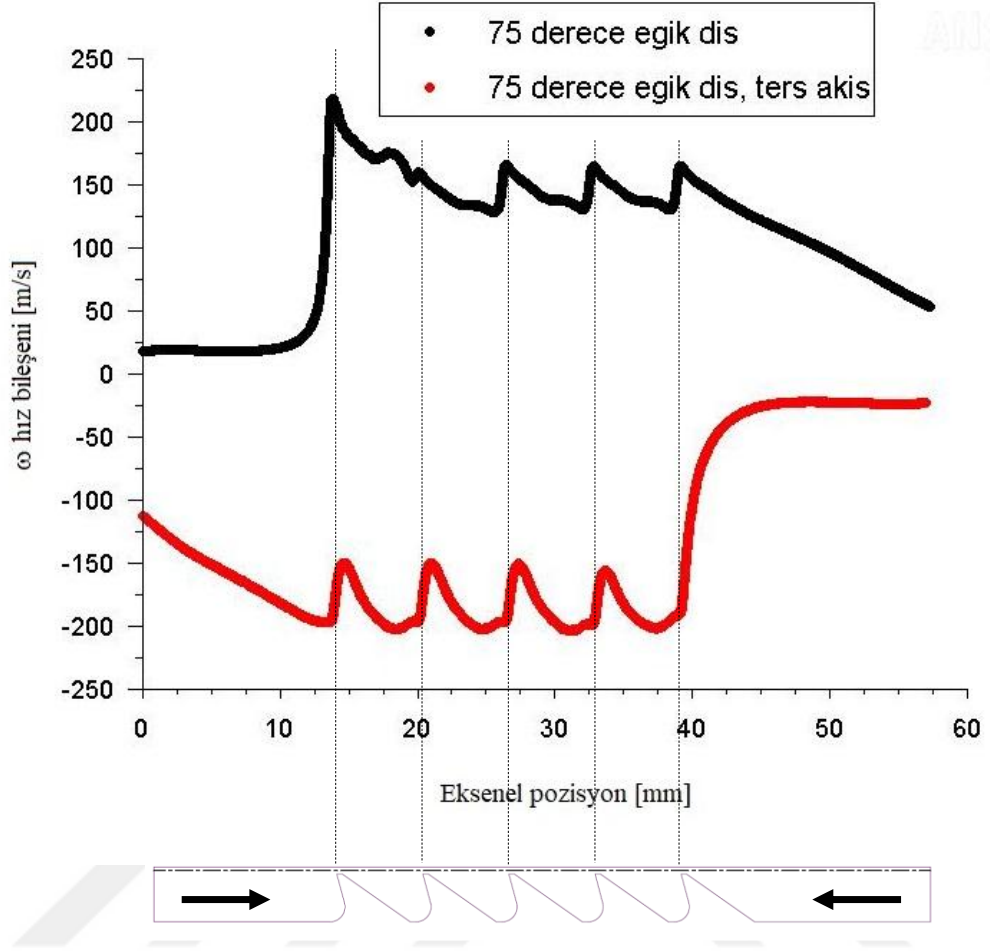
Şekil 4. 36. Ters akışın kaçak debiye etkisi



Şekil 4. 37. Ters akış için akış oluşumu



Şekil 4. 38. Ters akış durumunda açıklık ortasındaki eksenel basınç



Şekil 4. 39. Ters akış durumunda açıklık ortasındaki eksenel hız

5. GENEL DEĞERLENDİRMELER

Bu tez çalışmasında, gaz türbinli motorlarda kullanılan labirent sızdırmazlık elemanlarının, diş eğim açılarına bağlı olarak sızdırmazlık performansları incelenmiştir. İnceleme 2-B aksenal simetrik koordinatlarda HAD analizi ile yapılmıştır. Ansys-Fluent v.15 paket programında oluşturulan HAD modeli literatürdeki çalışmalar tekrar edilerek doğrulanmıştır.

İncelenen labirent keçe tipik olarak 5 dişli bir labirent keçedir. Diş eğim açıları geniş bir aralıkta küçük artışlarla (35° - 45° - 60° - 75° - 80° - 85° - 90° - 100°) değiştirilmiştir. Tüm eğim açıları iki farklı diş açıklığı için ($c_r=0,254$ mm ve $c_r=0,508$ mm) analiz edilmiştir. İncelemede hem sabit rotor hem de belirli bir devir sayısı için ($n=13000$ d/dk) dönen rotor dikkate alınmıştır. Ayrıca, tüm analizler sadece bir basınç oranı ($r_p=1,5$) için yapılmıştır.

HAD analizleri genel olarak aşağıdaki sonuçları vermiştir.

- 1) Labirent dişlerdeki en küçük bir eğim dahi kaçak debi üzerinde önemli düşüşe sebep olmaktadır.
- 2) Labirent dişlerdeki eğim açısı küçüldükçe kaçak debi azalmaktadır. Eğim açısına göre debideki değişim oranı sabit rotor ve 0,508 mm açıklık için $2,58 \cdot 10^{-4}$ (kg/s)/(°) olarak gerçekleşmiştir. 13000 d/dk ile dönen rotor ve 0,508 mm açıklık için ise $2,72 \cdot 10^{-4}$ (kg/s)/(°) olarak hesaplanmıştır. Açıklık 0,254 mm ye düşürüldüğünde ise sabit rotor için bu azalma $0,081 \cdot 10^{-4}$ (kg/s)/(°) olarak hesaplanmıştır.
- 3) Kaçak debi incelenen en küçük eğim açısında (35°), 90° eğik dişe göre 0,508 mm açıklıkta sabit rotor için %6,5 ve dönen rotor için %7,0 azalmıştır.
- 4) Labirent dişlerin düz veya eğik dişli olması fark etmeksizin analiz edilen tüm elemanlarda, dönen rotor için kaçak debi sabit rotora göre azalmıştır.
- 5) Yüksek basınç tarafındaki ilk dişin eğimlendirilmesi tüm dişlerin eğimlendirilmesine yakın bir debi azalması sağlamıştır. Bu davranışın rapor edildiğine dair bir bilgiye incelenen açık literatürde rastlanmamıştır.

Labirent keçelerde diş geometrisi kaçak debiyi etkileyen önemli bir parametredir. Bu konudaki çalışmaların türbin performansının oluşturacağı baskıya göre devam edeceği öngörülmektedir.



KAYNAKLAR

- [1] Rolls-Royce, The Jet Engine Book, Fifth Edition, 1996.
- [2] Chupp, R. E., Hendricks, R. C., Lattime, S. B., and Steinetz, B. M., Sealing in Turbomachinery. NASA/TM-2006-214341, 2006.
- [3] Martin, H., Labyrinth Packings. The Engineer, pp. 35-36, 1908.
- [4] Martin, H., Steam Leakage in Dummies of The Ljugstrom Type. Engineering, pp. 1-3, 1919.
- [5] Egli, A., The Leakage of Steam Through Labyrinth Seals. Transactions of the ASME, v. 57, pp. 115-122, 1935.
- [6] Hodkinson, B., Estimation of Leakage through a Labyrinth Gland. Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, v. 141, pp. 283–288, 1940.
- [7] Vermes, G., A Fluid Mechanics Approach to Labyrinth Seal Leakage Problem. Journal of Basic Engineering, v. 83, n. 1, pp. 161 – 169, 1961.
- [8] Komotori, K., Mori, H., Leakage Characteristics of Labyrinth Seals. Fifth International Conference on Fluid Sealing. Paper E4, pp. 45-63, 1971.
- [9] Rao, N. B., Sidheswar, N., Influence of Straight-Through Type of Labyrinth Gland Parameters on The Amount of Air Leakage. India Engineering Journal- ME, pp. 176-181, 1976.
- [10] Zimmerman, H. and Wolff, K. H., Comparison between Empirical and Numerical Labyrinth Flow Correlations. ASME 87-GT-86, 1987.
- [11] Sertçakan, M. C., Labirent Sızdırmazlık Elemanlarındaki Aşınmış Dış Geometrisinin Sızdırmazlık Performansına Etkisinin HAD Analizi ile İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Kırıkkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Kırıkkale, 2017.
- [12] Collins, D., The Effects of Wear on Abradable Honeycomb Labyrinth Seals. Ph. D. Thesis. Cranfield University, Cranfield, 2007.
- [13] Stocker, H., Advanced Labyrinth Seal Design Performance for High Pressure Ratio Gas Turbines. ASME Winter Annual Meeting, Nov 30th-Dec 4th, Houston, Texas, USA, 1975.
- [14] Stocker, H., Aerodynamic Performance of Conventional and Advanced Labyrinth Seals with Solid-Smooth, Abradable and Honeycomb Lands. NASA/CR-135307, 1977.

- [15] Brownell, J. B., Millward, J. A., Parker, R. J., Nonintrusive Investigations Into Life-Size Labyrinth Seal Flow Fields. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Transactions of the ASME, 111: 335-342, 1989.
- [16] Rhode, D., and Hibbs, R., Tooth Thickness Effect on the Performance of Gas Labyrinth Seals. *Journal of Tribology*, Transactions of the ASME, 114: 790-795, 1992.
- [17] Millward, J. A., Edwards, M. F., Windage Heating Of Air Passing Through Labyrinth Seals. Presented at the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, The Hague, Netherlands, June 13-16, 1994, Transactions of the ASME, Paper No. 94-GT-56, 1994.
- [18] Prasad, B.V.S.S.S., Manavalan, V. S., Rao, N. N., Analysis of Leakage Flow Through Inclined Labyrinth Seals. *The Seventh Asian Congress of Fluid Mechanics*, pp 721-724, Chennai (Madras) Dec 8-12, 1997.
- [19] Wang, Y., Young, C., Snowsill, G., and Scanlon, T., Study of Airflow Features through Step Seals in the Presence of Dis-Engagement due to Axial Movement. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea and Air*, Vienna, Austria, June 14-17th, 2004.
- [20] Gamal, A. M., Vance, J. M., Labyrinth Seal Leakage Tests: Tooth Profile, Tooth Thickness, And Eccentricity Effects. *ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air*, Montreal, Canada, May 14-15, 2007.
- [21] Nishii, K., Furukawa, A., Watanabe, S., and Miyake, K., Experimental Study on Leakage Flow in Labyrinth Seals with Asymmetric Geometries. *10th Asian International Conference on Fluid Machinery*, 2010.
- [22] Pugachev, A. O., Degen, H., CFD-Predicted Rotordynamic Coefficients for a 20-Teeth-on-Stator Labyrinth Seal at High Supply Pressure Conditions. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012: GT2012*, Copenhagen, Denmark, June 11-15, 2012.
- [23] Simak, J., Straka, P., Pelant, J., Numerical Solution of A Flow Inside A Labyrinth Seal. *EPJ Web Conferences* 25, 01087, 2012.
- [24] Bellaouar, A., Kopey B. V., Abdelbaki, N., Methods of the rational choice of a labyrinth seal design for gas pumping units. *Mechanica*, 19: 81-86, 2013.
- [25] Mehta, N. J., Childs, D. W., Measured Comparison of Leakage and Rotordynamic Characteristics for a Slanted-Tooth and a Straight-Tooth

- Labyrinth Seal. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Transactions of the ASME, 136: 1-11, 2014.
- [26] Chougule, H. H., Mirzamoghadam, A., CFD simulation of Lab Seal Tooth Tip Geometry Variations to Reduce Leakage. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*, Montreal, Canada, June 15-19, 2015.
- [27] Dogu, Y., Sertçakan, M. C., Bahar, A. S., Pişkin, A., Arıcan, E., and Kocagül, M., Computational Fluid Dynamics Investigation of Labyrinth Seal Leakage Performance Depending on Mushroom-Shaped Tooth Wear. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Paper no. 032503, 10 pages, March 2016.
- [28] Dogu, Y., Sertçakan, M. C., Gezer, K., Kocagül, M., Arıcan, E., and Ozmusul, M. S., Leakage Degradation of Straight Labyrinth Seal due to Wear of Round Tooth Tip and Acute Trapezoidal Rub-Groove. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Paper no. 072506, 12 pages, July 2017.
- [29] Dogu, Y., Sertçakan, M. C., Gezer, K., Arıcan, E., Kocagül, M., Ozmusul, M. S., Labyrinth Seal Leakage Degradation due to Various Types of Wear. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Paper no. 062504, 11 pages, June 2017.
- [30] Dogu, Y., Sertçakan, M. C., Gezer, K. and Kocagül, M., Flow Resistance Coefficients of Porous Brush Seal As A Function of Pressure Load. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Doi: 10.1115 / 1.4038.994, January 2018.
- [31] ESDU 09004, Labyrinth Seal Flow, 2009.