

T.C.
KIRIKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA ANABİLİM DALI
YÜKSEK LİSANS TEZİ

Gaz Türbinli Motorlarda Kullanılan Labirent Keçelerdeki Aşınmış Diş
Geometrisinin Sızdırmazlık Performansına Etkisinin
HAD Analizi ile İncelenmesi

Mustafa Cem SERTÇAKAN

OCAK 2017

Makina Anabilim Dalında Mustafa Cem SERTÇAKAN tarafından hazırlanan GAZ TÜRBİNLİ MOTORLARDA KULLANILAN LABİRENT KEÇELERDEKİ AŞINMIŞ DİŞ GEOMETRİSİNİN SIZDIRMAZLIK PERFORMANSINA ETKİSİNİN HAD ANALİZİ İLE İNCELENMESİ adlı Yüksek Lisans Tezinin Anabilim Dalı standartlarına uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Ali ERİŞEN
Anabilim Dalı Başkanı

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

Prof. Dr. Yahya DOĞU
Danışman

Jüri yeleri

Başkan	: Doç. Dr. Oğuz UZOL	_____
ye (Danışman)	: Prof. Dr. Yahya DOĞU	_____
ye	: Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ	_____

..... /..... /.....

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 ELEMENİNDE AŞINMIŞ DIŞ GEOMETRİSİNİN SIZDIRMAZLIK PERFORMANSINA ETKİSİNİN HAD ANALİZİ İLE İNCELENMESİ

SERTÇAKAN, Mustafa Cem

Kırıkkale Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makina Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Yahya DOĞU

Ocak 2017, 182 sayfa

Uçak motoru ve diğer turbomakinalarda sızdırmazlık elemanı olarak yaygın kullanılan labirent keçeler, özellikle manevra ve devreye giriş ve çıkış süreçlerindeki geçici operasyon rejimleri esnasında sürtünme nedeniyle aşınır ve kalıcı dış hasarıyla karşılaşır. Aşınmış dış, sızdırmazlık performansının öngörülemez şekilde düşmesine neden olur. Motordaki geçici operasyon rejimine bağlı olarak rotor ve stator arasındaki açıklık öngörülen labirent keçe açıklığından fazla kapandığında, labirent keçe dişlerinin yerleştirildiği rotor/stator karşısındaki stator/rotor sürtünme sonucu aşınır. Bu aşınma ile düzgün köşeli labirent dış ucu geometrisinin genellikle mantar veya yuvarlatılmış şekilde bir dış ucu geometrisine dönüştüğü motor bakımlarında gözlenmiştir. Bu dış ucu aşınmaları ile sızdırmazlık performansı ve dolayısıyla motor performansı ve verimi, motor tasarımında öngörülemez bir şekilde kalıcı olarak düşer. Kaçak debideki %1 artışın sivil havacılıkta kullanılan motorların özgül yakıt sarfiyatında %0,1 artışa ve itme kuvvetinde %0,8 azalışa, askeri alanda kullanılan motorların özgül yakıt sarfiyatında %0,3 artışa ve itme kuvvetinde %1 azalışa neden olduğu konusunda literatürde bilgiler

bulunmaktadır. Öngörülemeyen performans kaybına neden olan mantar diş ve yuvarlatılmış diş aşınmaları ile ilgili literatürdeki bilgiler oldukça sınırlıdır.

Bu tez kapsamında; genellikle uçak motorlarındaki labirent keçe uygulamalarında karşılaşılan mantar diş ve yuvarlatılmış diş olmak üzere iki aşınma geometrisinin sızdırmazlık performansı üzerindeki etkileri HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizi ile incelenmiştir. Ayrıca sızdırmazlık elemanlarının test düzeneklerinde testleri gerçekleştirilerek HAD analiz modeli doğrulanmıştır.

Tezin amacı labirent keçelerde aşınmış diş geometrilerinin kaçak debiye etkilerinin belirlenmesidir. Bu amaçla aşağıda listelenen 3 farklı diş geometrisi incelenmiştir: Düz Diş, Mantar Diş, Yuvarlatılmış Diş.

İlk olarak; aşınmamış düz diş analizleri gerçekleştirilmiştir ve labirent keçe kaçak debileri hesaplanmıştır. Bu amaçla, dört farklı parametrenin (açıklık, basınç oranı, diş sayısı ve rotor dönüş hızı) kaçak debi üzerindeki etkisi belirlenmiştir. İncelenen parametreler ve değişim aralıkları; açıklık ($cr=0,254-2,032mm$), basınç oranı ($Rp=1,5-3,5$), diş sayısı ($nt=1-12$) ve rotor dönüş hızı ($n=0-80\text{ krpm}$) şeklindedir.

Mantar diş analizlerinde beş adet etkin parametre; mantar yarıçapı ($R=0-0,508mm$), açıklık ($cr=0,254-2,032mm$), basınç oranı ($Rp=1,5-3,5$), diş sayısı ($nt=1-12$) ve rotor dönüş hızı ($n=0-80\text{ krpm}$) uygulamada karşılaşılan aralıklarda değiştirilerek, labirent keçenin kaçak debisi hesaplanmıştır.

Yuvarlatılmış diş analizleri için ise altı adet etkin parametre; oyuk derinliği-genişliği ($0,000-0,000mm$; $0,600-0,508mm$), açıklık ($cr=(-0,254)-0,254mm$), basınç oranı ($Rp=1,5-3,5$), diş sayısı ($nt=1-12$) ve rotor dönüş hızı ($n=0-80\text{ krpm}$) uygulamada gözlenen aralıklarda değiştirilerek kaçak debi hesaplanmıştır.

HAD analizleri, 2-Boyutlu eksenel simetrik koordinatlar kullanılarak sıkıştırılabilir türbülanslı akış için gerçekleştirilmiştir. HAD analizleri, literatürde deneysel sonuçları yayınlanmış bazı uygulamalar ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Ayrıca, HAD analizlerinden elde edilen kaçak debiler literatürde ve uygulamada yaygın kullanılan labirent keçe korelasyonları ile ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Düz diş uygulamalarında; kaçak debinin açıklık, basınç oranı, diş sayısı ve rotor dönüş hızının fonksiyonu olarak değişimi belirlenmiştir. Tüm diş sayıları için, artan açıklık ve basınç oranı kaçak debiyi artırmaktadır. Artan diş sayısı belli bir değere kadar etkin şekilde kaçak debiyi düşürmektedir. Düşük devir sayılarında kaçak debi ihmal edilecek seviyede azalmaktadır.

Mantar diş aşınmasının oluşması durumlarında, aşınmadan kaynaklı açıklık artışı göz ardı edildiğinde dahi, mantar dişin düz dişe göre daha yuvarlak geometrik formundan dolayı kaçak debi de artış görülmüştür. Bu kaçak debi artışı; mantar diş etrafındaki akışta, daha düşük vena-contracta etkisinin yanı sıra akış ayrılması ve akış çalkantılarının da daha düşük seviyelerde olmasından kaynaklanmaktadır. Aşınmadan kaynaklı açıklık artışı dâhil edildiğinde ise kaçak debideki artış daha etkin olmaktadır. Mantar diş geometrisi için, diş sayısı ve rotor dönüş hızının da kaçak debi üzerindeki etkileri belirlenmiştir.

Yuvarlatılmış diş aşınmalarında, yüksekten düşüğe doğru kaçak debi sıralaması, sık-geniş oyuklu, derin-geniş oyuklu, derin-dar oyuklu, sık-dar oyuklu, oyuksuz yuvarlatılmış ve düz diş şeklindedir.

Belirtilen iki aşınma çeşidi için yüksekten düşüğe doğru kaçak debi sıralaması, mantar dişli labirent keçe, oyuksuz yuvarlatılmış dişli labirent keçe ve düz dişli labirent keçe şeklindedir.

Mantar diş (açıklık artışı olmadan) kaçak debisi düz dişe göre; $cr=0,127$ mm, $cr=0.254$ mm ve $cr=0,508$ mm açıklıklar için sırasıyla %15,9, %22,1 ve %19,6 daha fazla gerçekleşmiştir. Bu oranlar mantar diş aşınması gerçekleşirken aşınma sonucu dişin eriyerek açıklığın artması durumunda daha da artacaktır.

Yuvarlatılmış diş (oyuksuz) kaçak debisi düz dişe göre; $cr=0,127$ mm, $cr=0.254$ mm ve $cr=0,508$ mm açıklık için sırasıyla %15,9, %10,1 ve %7,3 daha fazla gerçekleşmiştir. Bu oranlar yuvarlatılmış diş aşınması gerçekleşirken karşı yüzeyde oyuk oluşması durumunda daha da artacaktır.

Anahtar Kelimeler: Gaz Türbinleri, Sızdırmazlık Elemanları, Labirent Keçe, Diş Aşınması, Mantar Diş, Yuvarlatılmış Diş, HAD Analizi

ABSTRACT

CFD INVESTIGATION OF LABYRINTH SEAL WORN TEETH TIP EFFECTS ON LEAKAGE PERFORMANCE IN GAS TURBINES

SERTÇAKAN, Mustafa Cem

Kırıkkale University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Eng., M. Sc. Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Yahya DOĞU

January 2017, 182 pages

Conventional labyrinth seal applications in jet engines other turbomachinery encounter a permanent teeth tip damage and wear during transitional operations of manoeuvring, start-up and shut-down. Worn tooth causes unpredictable seal leakage performance degradation. Depending on engine transitional operations, when the clearance between the rotor and the stator closes more than the design value, labyrinth teeth located on the rotor/stator wear against the stator/rotor. During engine maintenance, this teeth wear is observed mostly in the form of the labyrinth teeth becoming a mushroom shape or a rounded shape. As a result of this tooth tip wear, leakage performance permanently decreases, which causes unpredicted drop in the engine's overall performance and efficiency. There is information in the literature that the leakage increase of 1% leads to a 0.1% increase in the specific fuel consumption and a 0.8% decrease in the propulsive power of the civilian aviation engines. It also leads to a 0.3% increase in the specific fuel consumption and a 1% decrease in propulsive power of the military field engines. However, very limited information about leakage performance degradation caused by mushroom and rounded wear are available in open literature.

Within the scope of this thesis; the effects on the sealing performance of the two wear geometry in the form of namely mushroom and round shaped labyrinth teeth encountered in labyrinth seal applications on aircraft engines were investigated by CFD (Computational Fluid Dynamics) analysis. In addition, the CFD analysis model has been verified by performing tests on the test fixtures of the sealing elements.

The thesis aim is to determine the effects of worn tooth geometries on leakage. For this purpose, the following three tooth geometries are examined: Straight Tooth, Mushroom Tooth, Round Tooth.

Firstly; the analysis was performed for unworn straight tooth and labyrinth seal leakages were calculated. For this purpose, the effect of four different parameters (clearance, pressure ratio, number of teeth and rotor rotational speed) on leakage flow was determined. Parameters and their intervals are of clearance ($cr=0.254-2.032\text{mm}$), pressure ratio ($R_p=1.5-3.5$), number of teeth ($nt=1-12$) and rotor rotational speed ($n=0-80$ krpm).

In mushroom tooth analyses; the leakage of the labyrinth was calculated by changing five effective parameters of mushroom radius ($R=0-0.508\text{mm}$), clearance ($cr=0.254-2.032\text{mm}$), pressure ratio ($R_p=1.5-3.5$), number of teeth ($nt=1-12$) and rotor speed ($n=0-80$ krpm) in the range of application.

For rounded tooth analysis, six effective parameters were considered. These are; groove depth-width ($0.000-0.000\text{mm}$; $0.600-0.508\text{mm}$), clearance ($c_r= (-0.254)-0.254\text{mm}$), pressure ratio ($R_p=1.5-3.5$), number of teeth ($nt=1-12$) and rotor speed ($n=0-40$ krpm). These parameters were changed at the intervals observed in the application and the leakage flow rate was calculated.

CFD analyses were carried out by employing compressible turbulent flow in 2-D axis-symmetrical coordinate system. CFD analyses have been verified by comparing experimental results published in the literature. In addition, CFD leakages were also compared with well-known labyrinth seal semi-empirical correlations in literature and with the test results as well.

In straight tooth applications; the leakage as a function of the clearance, the pressure ratio, the number of teeth and the rotor speed was determined. For all tooth numbers, the increased clearance and pressure ratio increases the leakage. The increased number of teeth effectively reduces the leakage up to certain level. At low speeds, the leakage flow is reduced at negligible level.

In mushroom tooth wear cases, even when the clearance increase due to wear is ignored, the leakage flow is increased due to the rounded geometric form of the mushroom tooth compared to the straight tooth. This leakage increase is caused by less flow separation and flow disturbance and the vena contracta effect for flow over the smoothly shaped mushroom tooth tip compared to the sharp-edged tooth tip. When the clearance increase due to wear is included, the leakage increase becomes more effective. For mushroom tooth geometry, the effects of number of teeth and rotor speed on the leakage have also been determined.

It was found that the leakage varied with rounded labyrinth teeth, in order from highest to lowest leakage, as shallow-wide groove, deep-wide groove, deep-narrow groove, shallow-narrow groove, non-groove rounded teeth and straight-through labyrinth teeth.

For the two specified wear types, leakage order from highest to lowest is mushroom shaped labyrinth teeth, non-groove round shaped labyrinth teeth, and straight labyrinth teeth.

Mushroom tooth (without clearance increase) leaks more than straight tooth; 15.9%, 22.1% and 19.6% more for $cr=0.127$ mm, $cr=0.254$ mm and $cr=0.508$ mm, respectively. These percentages will be further increased in case of clearance increase due to tooth wear.

Round tooth (without groove) leakage is also more than the straight tooth which is 15.9%, 10.1% and 7.3% more $cr=0.127$ mm, $cr=0.254$ mm and $cr=0.508$ mm, respectively. These percentages will be further increased in case of groove formation during round tooth wear.

Keywords: Gas Turbines, Seal, Labyrinth Seal, Teeth Wear, Mushroomed Teeth, Rounded Teeth, Leakage, CFD Analysis

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca hiçbir zaman emeğini esirgemeyen, tezimin hazırlanmasında ve yürütülmesinde değerli bilgi ve deneyimleri ile beni yönlendiren, akademik ve iş hayatım boyunca örnek alacağım saygıdeğer hocam Prof. Dr. Yahya Doğu'ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışmayı SANTEZ projesi kapsamında destekleyen TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş.'ne (TEİ) ve "Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı'na teşekkür ederim.

Çalışmalarım süresince sağladıkları tüm teknik destekten dolayı başta Mustafa Kocagül, Çağrı Nart ve Altuğ Pişkin olmak üzere TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş.'ndeki tüm çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Test sistemlerinin kurulumlarının ve devreye alma faaliyetlerinin yürütülmesine katkı sağlayan SDM Sıradışı Arge ve Mühendislik San. Tic. Ltd. Şti.'ne, Türbin Arge Mühendislik A.Ş.'ne ve değerli çalışanlarına teşekkür ederim.

Ayrıca, eğitim-öğretim hayatım boyunca, beni bir an olsun yalnız bırakmayan, maddi ve manevi her türlü destekleriyle her zaman yanımda olduklarını hissettiren aileme teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

ÖZET	i
ABSTRACT	iv
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xi
SİMGELER DİZİNİ	xvi
1. GİRİŞ	1
1.1. Turbomakinalar.....	4
1.2. Gaz Türbinli Motorlar	5
1.2.1. Gaz Türbinli Motorun Temel Bileşenleri.....	5
1.2.2. Brayton Çevrimi.....	10
1.2.3. Gaz Türbinli Motor Çeşitleri	18
1.3. Sızdırmazlık Elemanları	20
1.4. Labirent Keçeler	29
1.5. Labirent Keçelerde Oluşan Aşınma Çeşitleri	35
1.5.1. Mantar Diş Aşınması	38
1.5.2. Yuvarlatılmış Diş Aşınması.....	39
1.6. Literatür Taraması	41
1.7. Tezin Amacı ve Kapsamı	54
2. LABİRENT KEÇE AKIŞ ANALİZ YÖNTEMLERİ	59
3. DENEYSEL YÖNTEM	61
4. ANALİTİK YÖNTEM	64
4.1. Bernoulli Denklemi	65
4.2. Daimi-Sıkıştırılabilir Akışta Bernoulli Denklemi.....	67
4.3. Kesit Daralması Yöntemi ile Debi Ölçümü	68
4.4. Labirent Keçe Debi Korelasyonları	70
4.4.1. Venant Denklemi	71
4.4.2. Martin Denklemi	72
4.4.3. Egli Denklemi	73
4.4.4. Hodkinson Denklemi	75
4.4.5. Vermes Denklemi	76
4.4.6. Neumann Denklemi	77
4.4.7. Zimmermann ve Wolf Denklemi	78
4.5. Labirent Keçe Debi Korelasyonlarının Karşılaştırılması	79
5. SAYISAL YÖNTEM (HAD ANALİZİ)	82
6. LABİRENT KEÇE HAD MODELİ	85
6.1. HAD Model Oluşturulması	85

6.2.	HAD Modeli Doğrulaması	89
7.	DÜZ DİŞ ANALİZLERİ.....	95
7.1.	Akış Alanı	99
7.2.	Açıklık.....	104
7.3.	Basınç Oranı.....	105
7.4.	Diş Sayısı	106
7.5.	Rotor Dönüş Hızı	109
8.	MANTAR DİŞ ANALİZLERİ	111
8.1.	Akış Alanı	115
8.2.	Mantar Yarıçapı	122
8.3.	Açıklık ve Mantar Yarıçapı	123
8.4.	Basınç Oranı.....	124
8.5.	Diş Sayısı	125
8.6.	Rotor Dönüş Hızı	127
9.	YUVARLATILMIŞ DİŞ ANALİZLERİ	129
9.1.	Akış Alanı	136
9.2.	Oyuk Genişliği-Derinliği	144
9.3.	Diş-Oyuk Eksenel Konumu	146
9.4.	Açıklık.....	148
9.5.	Basınç Oranı.....	150
9.6.	Diş Sayısı	151
9.7.	Rotor Dönüş Hızı	152
10.	SONUÇLAR VE KARŞILAŞTIRMALAR.....	154
10.1.	Akış Alanı	156
10.2.	Açıklık.....	160
10.3.	Basınç Oranı.....	164
10.4.	Diş Sayısı	165
10.5.	Rotor Dönüş Hızı	167
10.6.	Genel Değerlendirmeler	170
	KAYNAKLAR.....	173

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>ÇİZELGE</u>	<u>Sayfa</u>
4.1. Kaçak debi korelasyonları karşılaştırması	81
6.1. HAD model tanımlamaları	87
7.1. Düz diş analiz matrisi	97
8.1. Mantar diş analiz matrisi	114
9.1. Yuvarlatılmış diş analiz matrisi.....	135
9.2. Yuvarlatılmış diş için oyuk derinliği-genişliği için etkin açıklık değerleri	144
9.3. Yuvarlatılmış diş için açıklık için etkin açıklık	149

ŞEKİLLER DİZİNİ

ŞEKİL

Sayfa

1.1. Turbomakinaların sınıflandırması	4
1.2. Enerji alışverişine göre pompa ve türbin genel şeması	5
1.3. Tipik bir gaz türbinli motorun şeması	6
1.4. Gaz türbinli motorların, pistonlu motorlar ile karşılaştırılması (Rolls Royce - The Jet Engine)	11
1.5. Brayton gaz türbini çevrimi termodinamiksel şeması (Çengel, 2006)	12
1.6. İdeal Brayton çevrimi T-s ve P-v diyagramları (Çengel, 2006)	12
1.7. İdeal Brayton çevrimi ısı veriminin basınç oranına göre değişimi ($k=1,4$) (Çengel, 2006)	14
1.8. Belirli bir T_{min} ve T_{max} için basınç oranının net işe etkisi (Çengel, 2006)	15
1.9. Türbinden çıkan yüksek sıcaklık ve basınçtaki gazların bir lülede ivmelendirilmesi (Çengel, 2006)	17
1.10. Tepkili bir motorun başlıca bölümleri ve ideal tepkili çevrimin T-s diyagramı (Çengel, 2006)	17
1.11. Havacılıkta kullanılan gaz türbinli motor çeşitleri	19
1.12. Ramjet ve Scramjet	20
1.13. Sızdırmazlık elemanlarından kaçan debinin neden olduğu güç kaybı (Ludwig, 1973)	21
1.14. Sızdırmazlık elemanı uygulama örneği	22
1.15. Sızdırmazlık elemanlarının gaz türbinli uçak motorlarında genel olarak kullanım yerleri ve görevleri (Chupp, 2006)	23
1.16. Tipik bir gaz türbinindeki ikincil akış hatları (Rolls Royce - The Jet Engine)	24
1.17. Kompresör çıkış keçesi (a) ve türbin ara kademe keçesi (b)	24
1.18. Sızdırmazlık elemanlarının gaz türbini üzerinde tipik uygulama yerleri (Rolls Royce - The Jet Engine)	26
1.19. Örnek bir labirent keçe uygulaması	27
1.20. Tipik bir fırça keçe şeması (Doğu, 2005) ve tel demeti fotoğrafı (Doğu vd., 2017)	28
1.21. Kombine labirent-fırça keçe şeması	29
1.22. Tipik bir labirent keçe geometrisi ve akım çizgileri oluşumu	30
1.23. Labirent keçe çeşitleri (Chupp, 2010)	31
1.24. Labirent keçe geometrik parametreleri (Chupp, 2006)	32
1.25. Balpeteği keçe geometrisi	33

1.26. Uçağın iniş-kalkış çevrimi (Emission Inventory Guidebook, 2001) ve rotor-stator bağıl hareketi	34
1.27. Mantar ve yuvarlatılmış diş aşınmaları (Ghasripoor, 2004).....	36
1.28. Labirent diş aşınma formları	37
1.29. Mantar diş aşınması oluşmuş labirent keçe örnekleri (Neef, 2006).....	38
1.30. Mantar diş aşınması ile birlikte açıklık artışı	39
1.31. Düz diş ve yuvarlatılmış diş (Rhode, 2001).....	40
1.32. Yuvarlatılmış diş geometrileri.....	40
1.33. Diş ucu aşınmalarının ve oyukların fotoğrafları (a) Zimmermann, 1994; b) Ghasripoor, 2004; c) Neef, 2006; d) Wilson, 2007; e) Hermann, 2013; f) Combined Cycle Journal Website, 2014; g) Pychynski, 2016; h) Bill, 1977; i) Zimmermann,1994; j) Chougule, 2006; k) Wilson, 2007; l) Delebarre, 2014) ...	57
1.34. Diş ucu geometrileri ve oyuk şekilleri (Doğu, 2016e)	58
3.1. Sıcak statik test sistemi ve soğuk dinamik test sistemi örnekleri (Doğu, 2016c)...	62
3.2. Sızdırmazlık elemanı test sistemi örnek şeması.....	63
4.1. Labirent keçe ve orifismetre geometrik karşılaştırması.....	64
4.2. Bir akım çizgisi boyunca bir akışkan parçacığına etki eden kuvvetler	65
4.3. Kesit daralması yöntemi ile debi ölçümü şeması ve basınç dağılımı.....	69
4.4. Labirent keçe kaçak debi korelasyonları için geometri şeması ve sembolleri.....	71
4.5. Boğazdaki kısılma	73
4.6. Taşınım katsayısının gösterimi. (Egli, 1935).....	74
4.7. Taşınım katsayısının grafiği, (Egli, 1935)	75
4.8. Vermes denklemi için Cd grafiği. (Vermes, 1965).....	77
6.1. Labirent keçe örnek katı modeli	87
6.2. HAD model ve sınır şartları	87
6.3. Akış fonksiyonunun mesh sayısı ile değişimi.....	90
6.4. HAD modelinin Flowmaster programı ve analitik korelasyonlarla karşılaştırılması	92
6.5. HAD modelinin literatür tabanlı diğer HAD analizi ile karşılaştırılması	93
6.6. HAD modelinin testler ile karşılaştırılması	94
7.1. Düz diş şekilsel gösterimi.....	96
7.2. Düz diş geometrik ölçüleri	97
7.3. Düz diş labirent keçe için HAD model geometrisi ve sınır şartları.....	97
7.4. Düz diş labirent keçe analizlerinde kullanılan mesh yapısı.....	98
7.5. Düz diş için Statik basınç dağılımı.....	101

7.6. Düz diş için hız dağılımı.....	101
7.7. Düz diş için hız vektörleri	101
7.8. Düz diş için kısılma bölgesindeki hız vektörleri.....	102
7.9. Düz diş için akım fonksiyonu.....	102
7.10. Düz diş için diş üstü açıklığının ortasından geçen eksenel çizgi boyunca statik basınç değişimi ($c_r=0,508$ mm için)	103
7.11. Düz diş için diş üstü açıklığının ortasından geçen eksenel çizgi boyunca Mach sayısı değişimi ($c_r=0,508$ mm için)	103
7.12. Düz diş için birinci ve dördüncü dişin üzerindeki basınç yükünün, basınç oranı ve Mach sayısı ile değişimi ($c_r=0,508$ mm için)	104
7.13. Düz diş için akış fonksiyonunun açıklık ile değişimi	105
7.14. Düz diş için akış fonksiyonunun basınç oranı ile değişimi	106
7.15. Düz diş için akış fonksiyonunun diş sayısı ile değişimi	108
7.16. Düz diş için kaçak debi azalma yüzdesinin diş sayısı artışı ile değişimi	108
7.17. Düz diş için akış fonksiyonunun Ta/Re oranı (rotor dönüş hızı) ile değişimi ...	110
8.1. Mantar diş şekilsel gösterimi.....	112
8.2. Mantar diş topolojisi ve geometrik ölçüleri	112
8.3. Aşınma ile mantar yarıçapı ve açıklık artışı.....	113
8.4. Mantar diş labirent keçe için HAD model geometrisi ve sınır şartları.....	113
8.5. Mantar diş labirent keçe analizlerinde kullanılan mesh yapısı.....	114
8.6. Mantar diş için statik basınç dağılımı	117
8.7. Mantar diş için hız dağılımı.....	118
8.8. Mantar diş için hız vektörleri	119
8.9. Mantar diş için kısılma bölgesindeki hız dağılımı.....	119
8.10. Mantar diş için akım fonksiyonları	120
8.11. Mantar diş için diş üstü açıklığının ortasından geçen eksenel çizgi boyunca statik basınç değişimi ($c_r=0,508$ mm için)	120
8.12. Mantar diş için diş üstü açıklığının ortasından geçen eksenel çizgi boyunca Mach sayısı değişimi ($c_r=0,508$ mm için)	121
8.13. Mantar diş için birinci ve dördüncü dişin üzerindeki basınç yükünün, basınç oranı ve Mach sayısı ile değişimi ($c_r=0,508$ mm ve $R=0,254$ mantar yarıçapı için)..	121
8.14. Mantar diş için akış fonksiyonunun mantar yarıçapı ile değişimi	123
8.15. Mantar diş için akış fonksiyonunun açıklık ve mantar yarıçapı ile kombine değişimi	124
8.16. Mantar diş için akış fonksiyonunun basınç oranı ile değişimi	125
8.17. Mantar diş için akış fonksiyonunun diş sayısı ile değişimi	126

8.18. Mantar diş için kaçak debi azalma yüzdesinin diş sayısı artışı ile değişimi	127
8.19. Mantar diş için akış fonksiyonunun rotor dönüş hızı ile değişimi	128
Şekil 9.1. Yuvarlatılmış diş şekilsel gösterimi.....	132
9.2. Yuvarlatılmış diş topolojisi ve geometrik ölçüleri	132
9.3. Yuvarlatılmış diş oyuk genişliği ve derinliği ölçüleri	133
9.4. Yuvarlatılmış dişte diş-oyuk eksenel konumlamaları.....	133
9.5. Yuvarlatılmış diş açıklık konumlamaları.....	134
9.6. Yuvarlatılmış diş labirent keçe için HAD model geometrisi ve sınır şartları	134
9.7. Yuvarlatılmış dişli labirent keçe için kullanılan mesh yapısı.....	135
9.8. Yuvarlatılmış diş için statik basınç dağılımı.....	138
9.9. Yuvarlatılmış diş için hız dağılımı	139
9.10. Yuvarlatılmış diş için hız vektörleri.....	140
9.11. Yuvarlatılmış diş için kısılma bölgesindeki hız dağılımı	141
9.12. Yuvarlatılmış diş için kısılma bölgesindeki hız vektörleri.....	141
9.13. Yuvarlatılmış diş için akım fonksiyonu	142
9.14. Yuvarlatılmış diş için diş üstü açıklığının ortasından geçen eksenel çizgi boyunca statik basınç değişimi ($c_r=0,254$ mm için)	142
9.15. Yuvarlatılmış diş için diş üstü açıklığının ortasından geçen eksenel çizgi boyunca Mach sayısı değişimi ($c_r=0,254$ mm için)	143
9.16. Yuvarlatılmış diş için birinci ve dördüncü dişin üzerindeki basınç yükünün, basınç oranı ve Mach sayısı ile değişimi ($c_r=0,254$ mm için)	143
9.17. Yuvarlatılmış diş için akış fonksiyonunun oyuk genişliği-derinliği ile değişimi	145
9.18. Yuvarlatılmış diş için oyuk genişliği-derinliği ile hız dağılımının değişimi	146
9.19. Yuvarlatılmış diş için akış fonksiyonunun diş-oyuk eksenel konumlaması ile değişimi	147
9.20. Yuvarlatılmış diş için hız vektörlerinin diş-oyuk eksenel konumlaması ile değişimi	148
9.21. Yuvarlatılmış diş için akış fonksiyonunun açıklık ile değişimi	150
9.22. Yuvarlatılmış diş için akış fonksiyonunun basınç oranı ile değişimi.....	151
9.23. Yuvarlatılmış diş için akış fonksiyonunun diş sayısı ile değişimi	152
9.24. Yuvarlatılmış diş için akış fonksiyonunun rotor dönüş hızı ile değişimi.....	153
10.1. Karşılaştırma amaçlı düz diş, mantar diş ve yuvarlatılmış diş geometrileri ve şekilsel gösterimleri	154
10.2. Düz dişin, mantar dişin ve yuvarlatılmış dişin şekilsel gösterimi.....	155
10.3. Statik basınç dağılımı	157

10.4. Hız dağılımı	158
10.5. Hız vektörleri	159
10.6. Kısılma bölgesindeki hız vektörleri ve hız dağılımı.....	159
10.7. Dış üstü açıklığının ortasından geçen eksenel çizgi boyunca statik basınç değişimi	160
10.8. Akış fonksiyonunun açıklık ile değişimi	162
10.9. Orifisler için C_d 'nin L/d oranı ile değişimi. (Idris, 2005)	162
10.10. Dış üstü hız profilleri	163
10.11. Akış fonksiyonunun basınç oranı ile değişimi.....	165
10.12. Akış fonksiyonunun dış sayısı ile değişimi	166
10.13. Akış fonksiyonunun rotor dönüş hızı ile değişimi.....	168
10.14. Hız profilinin rotor dönüş hızı ile değişimi.....	169
10.15. Mantar ve yuvarlatılmış dış sonuçlarının, düz dış sonuçları ile karşılaştırılması	172

SİMGELER DİZİNİ

A	: Açıklık alanı, $[= \pi(R_s^2 - R_r^2)]$
a	: Oyuk genişliği, [mm]
b	: Oyuk derinliği, [mm]
c _d	: Debi katsayısı
c _p	: Özgül ısı
c _r	: Açıklık
c _r [*]	: Aşınma etkisi dâhil edilerek açıklık
h	: Diş yüksekliği
k	: Özgül ısılar oranı
$\dot{m}$	: Kaçak debi
Ma	: Mach sayısı
n	: Rotor dönüş hızı
nt	: Diş sayısı
P	: Statik basınç
P _g	: Oyuk pozisyonu
R	: Mantar yarıçapı
Re	: Açıklıktaki Reynolds sayısı, $[= \dot{m} \cdot 2 \cdot c_r / (\mu \cdot A)]$
R _p	: Basınç oranı, P ₁ /P ₂
R _b	: Diş altı yarıçapı
R _r	: Rotor yarıçapı
R _s	: Stator yarıçapı
s	: Hatve
T	: Sıcaklık

Ta : Taylor sayısı [$(\rho \cdot v_t \cdot 2 \cdot c_r / \mu) \cdot \sqrt{c_r / R_r}$]

v_t : Teğetsel hız

w : Diş ucu kalınlığı

w_b : Diş altı kalınlığı

μ : Dinamik viskozite

ρ : Akışkan yoğunluğu

λ : Isık iletkenlik katsayısı

Φ : Akış fonksiyonu [$(m \cdot \sqrt{T_1}) / (P_1 \cdot A)$]

İndisler

1 : Giriş

2 : Çıkış

1. GİRİŞ

Turbomakinalar, özellikle havacılık, savunma, uzay ve güç üretimi sahalarında kullanılan, ileri teknoloji gerektiren ve stratejik öneme sahip makinalardır. Turbomakina uygulamalarına yaygın örnek olarak, güç üretiminde kullanılan gaz ve buhar türbinleri, ticari ve savunma sanayisinde kullanılan uçak, helikopter ve roket motorları verilebilir. Ayrıca turbomakinalar güç üretiminin gerçekleştiği termik santrallerde, doğalgaz çevrim santrallerinde, hava, deniz ve kara araçları tahrikinde kullanılmaktadır. Aşağıda günümüzde yaygın kullanılan gaz türbinli motor uygulama alanları sıralanmıştır.

- Güç Üretimi (Termik, Nükleer, Doğalgaz Çevrim Santrali)
- Ticari ve Savunma Sanayi Uçak Motoru (Turbojet, Turbofan, Turboprop)
- Helikopter Motoru (Turboşaft)
- Tank Motoru
- Gemi ve Denizaltı Motoru
- Roket Motorları

Günümüzde bu motorlar dünyanın gelişimine yön veren ülkelerdeki seçkin firmalar tarafından üretilmektedir. Ülkelerin tam bağımsızlığı ve daha güçlü ve istikrarlı ekonomiye sahip olmaları; güç üretiminden savunma sanayisine kadar geniş bir yelpazede kullanılan bu kritik ve stratejik motor teknolojilerine sahip olmalarına bağlıdır. Artan piyasa rekabeti ile özellikle daha yüksek verim ve performans yanında uzun ömür ve düşük bakım giderlerine yönelik olarak, gaz türbinli motorların geliştirilmesi amacıyla yapılan Ar-Ge çalışmaları giderek artış göstermektedir. Bu Ar-Ge çalışmalarından bazıları, türbin ve kompresör verimini arttırmak, yanma odası tasarımını iyileştirmek, türbin giriş sıcaklığını yükseltebilmek için türbin kanatlarının geometrisi, soğutma sistemi ve malzemesi üzerine yapılan çalışmalar olarak sıralanabilir. Temel motor bileşenleri üzerine olan bu başlıca çalışmalar haricinde; motor verimini, gücünü, performansını ve ömrünü önemli ölçüde etkileyen ve motorda birçok yerde kullanılan sızdırmazlık elemanlarına (S.E.) (keçelere) yönelik tasarım ve geliştirme çalışmaları da yine giderek artan önemle devam etmektedir. Gaz türbinli

motorlardaki bu sızdırmazlık elemanları, içten yanmalı motorlardaki piston segmanlarına benzer şekilde önemli bir görevi üstlenmektedir.

Bu tez çalışmasının konusu; gaz türbinli motorlarda sızdırmazlık elemanı olarak yaygın kullanılan labirent keçe tipi sızdırmazlık elemanlarının, çalışma şartlarına bağlı olarak oluşan aşınmasının kaçak debi performansı üzerindeki etkilerinin aşınma geometrisine ve çalışma şartlarına bağlı olarak HAD analizleri ile incelenmesidir.

Gaz türbinli motorlar, dönen makinalar olup bünyelerinde dönen bir rotor ve sabit bir stator bulundurulur. Türbin boyunca rotor ve stator arasında dönüş hareketine izin verilmesi için bir miktar açıklık bulunması gerekmektedir. Gaz türbinli motorda, kompresör kısmında sıkıştırılan hava, ana akış hattı üzerinden yanma odasına ve türbin kısmına gider. Ayrıca, sıkıştırılan havanın bir kısmı değişik amaçlar için (soğutma, ters akışı engelleme, yatak yağ sızıntısını engelleme ve eksenel dengeleme, vb.) ikincil hava akış hattına yönlendirilir. Bu ana ve ikincil hava akış hatlarında rotor ve stator arasındaki açıklıklardan kaçan havanın önlenmesi ve/veya kaçak debi kontrolünün sağlanması için çeşitli sızdırmazlık elemanları kullanılır. Bu sızdırmazlık elemanları ile gaz türbinli motorlardaki sabit ve dönen parçalar arasındaki açıklık istenilen seviyede tutularak kaçak debi kontrolü sağlanır. Bu debi kontrolü sayesinde; kompresörde güç harcanarak sıkıştırılan havanın güç çevrimine katılmadan kontrolsüz bir şekilde egzozdan atılması ile oluşacak güç kayıpları önlenir. Bu sayede motor performansına ve güvenliğine katkı sağlanır. Gaz türbinli motorlardaki sızdırmazlık elemanları temel olarak içten yanmalı motorlardaki piston segmanlarına benzetilebilir. Ayrıca, bu performans etkisi kadar önemli olan bir başka konu ise, kaçak debinin kontrollünün sağlanarak gerekli bölgelerde istenen soğutma ve yağlamanın gerçekleşmesidir. Böylece ilgili motor bileşenlerinin fonksiyonelliği ve güvenli çalışması sağlanır.

İyi tasarlanmayan bir sızdırmazlık elemanı, üzerinde bulunduğu motorun verimini önemli ölçüde etkiler. Dünya üzerindeki bütün gaz türbinli motorlar düşünüldüğünde verimde en ufak bir iyileştirmenin getirisi dahi çok büyük olacaktır. Bu yüzden, gaz türbinli motorların verimini arttırmakta sızdırmazlık elemanlarının kilit bir rolü vardır. Ayrıca iyi tasarlanmayan sızdırmazlık elemanı, motorun kullanım ömrünü azaltır ve

bunun yanında yangın, parçalanma vb. gibi durumlara yol açacağından güvenirliliği de azaltır.

Sızdırmazlık elemanlarının gaz türbinli uçak motorlarında genel olarak kullanıldığı dört uygulama bölgesi aşağıda listelenmiştir:

- Kompresör bölgesi
- Eksenel dengeleme bölgesi
- Türbin bölgesi
- Yataklama bölgesi

İlgili bölgelerde kullanılan sızdırmazlık elemanları; disk boşluklarına sıcak hava girişinin engellenmesi, eksenel dengeleme, türbin soğutma havası debisinin kontrolü ve yatak bölgelerinde yağ sızıntısının önlenmesi gibi önemli görevleri yerine getirir. Bu sayede; sızdırmazlık elemanları motor için hayati önem taşıyan ömür, performans, yakıt tüketimi ve güvenirlilik fonksiyonlarına önemli katkıda bulunur. Türbin disk boşluklarına sıcak hava girişinin önlenmesi ile hem türbin diskinin ısınması engellenmekte ve hem de ters akış önlenerek ısı verim artırılmaktadır. Yatak bölgesinde kullanılan sızdırmazlık elemanları ile yağın yatak bölgesinden ana hava akışına sızması engellenmekte ve emisyon azaltılmaktadır. Ayrıca; yatak bölgesindeki bir sızıntı, motorda yangın çıkmasına ve motor arızasına neden olabilmektedir.

Motor performansını artırıcı etkisinden ve güvenlik nedenlerinden dolayı, günümüz teknolojisinde özellikle ileri seviye sızdırmazlık elemanları üzerine çalışmalar giderek artmaktadır. Günümüzün pazar ihtiyaçları; uçak motorlarında yüksek güç, yüksek verim, uzun ömür ve uzun operasyon süresi talep etmektedir. Güç üretiminde kullanılan buhar ve gaz türbinlerinde ise; yine benzer şekilde yüksek güç, yüksek verim, uzun ömür istenmektedir. Bu nedenle gaz türbinli motorların gelişimi açısından, sızdırmazlık elemanlarının istenilen sızdırmazlık performansını sağlaması yanı sıra güvenilir uzun ömrü sağlaması büyük önem taşımaktadır.

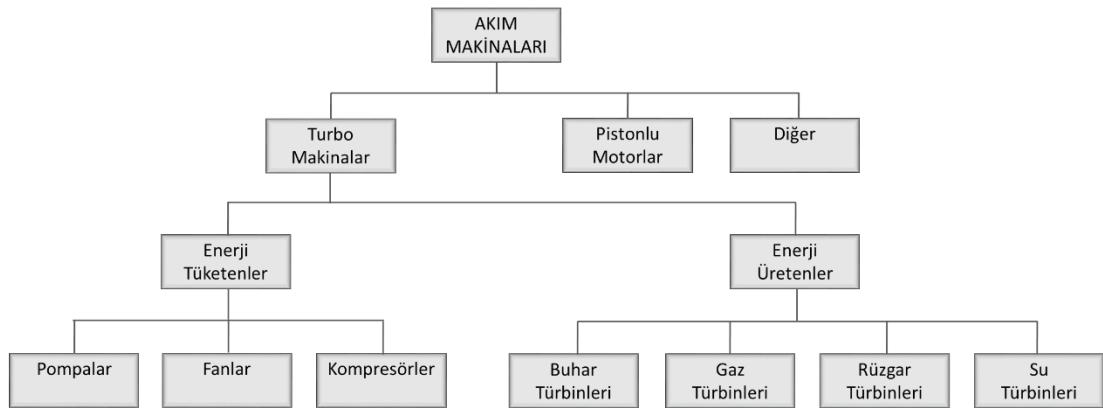
Gaz türbinli motor tasarımında büyük öneme sahip olan sızdırmazlık elemanlarının tasarım ve üretimi henüz ülkemizde yapılamamaktadır. Global ölçekteki firmalar tarafından uzun yıllardır çalışılan türbin sızdırmazlık teknolojileri ticari sır olarak saklanmakta ve paylaşılmamaktadır. Bu teknolojinin ülkemize kazandırılması,

ülkemizin dış bağımlılığını azaltması yanında güç kazanmasına ve bağımsızlığına katkı sağlayacaktır.

Bu tezin kapsamını, labirent tipi sızdırmazlık elemanlarının tasarımı ve analizi yanında ömrü belirleyici olan aşınma etkilerinin incelenmesi oluşturmaktadır. Bu bağlamda tez konusu olan sızdırmazlık elemanlarını tanıtmadan önce turbomakinaların tanıtılması ve sınıflandırılması genel olarak aşağıda yapılmıştır.

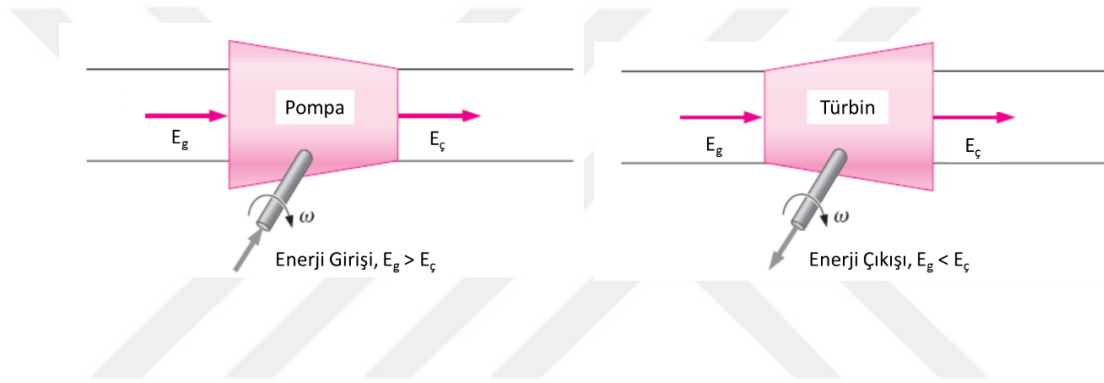
1.1. Turbomakinalar

Turbomakinalar, bir veya daha fazla kanat sırasından ya da bir çarktan sürekli akan bir akışkan ile iş üreten ya da akışkana enerji kazandıran enerji dönüşüm makinalarıdır. Turbomakinaların amacı, akışkan ile rotor arasında enerji geçişi yapmaktır. Akım makinalarının bir alt kolu olan turbomakinalar amaçlarına göre ikiye ayrılır. Bunlar; enerji tüketenler (pomplar, fanlar, kompresörler) ve enerji üretenler (türbinler) şeklindedir. Aşağıda Şekil 1.1’de turbomakinaların amaçlarına göre sınıflandırması gösterilmiştir.



Şekil 1.1. Turbomakinaların sınıflandırması

Enerji tüketen turbomakinaların amacı, dışardan verilen enerji ile akışkanın enerjisi seviyesini yükseltmektir. Enerji üreten turbomakinalar grubundaki türbinler ise, akışkanın enerjisini dönen bir çark yardımı ile mekanik enerjiye dönüştüren makinalardır. Türbinler iş akışkanının cinsine göre gaz türbini, buhar türbini, su türbini, rüzgâr türbini isimlerini alır. Aşağıda Şekil 1.2’de pompanın ve türbinin enerji dengesi açısından genel şematik gösterimi bulunmaktadır. Pompaya dışardan verilen enerji sayesinde pompa çıkışındaki akışkanın enerjisi artmaktadır. Türbinde ise girişteki akışkanın enerjisi dışarıya alındığından akışkanın enerjisi azalmaktadır. Tezin konusu olan gaz türbinli motorlar hakkında ise aşağıdaki bölümde bilgi verilmiştir.



Şekil 1.2. Enerji alışverişine göre pompa ve türbin genel şeması

1.2. Gaz Türbinli Motorlar

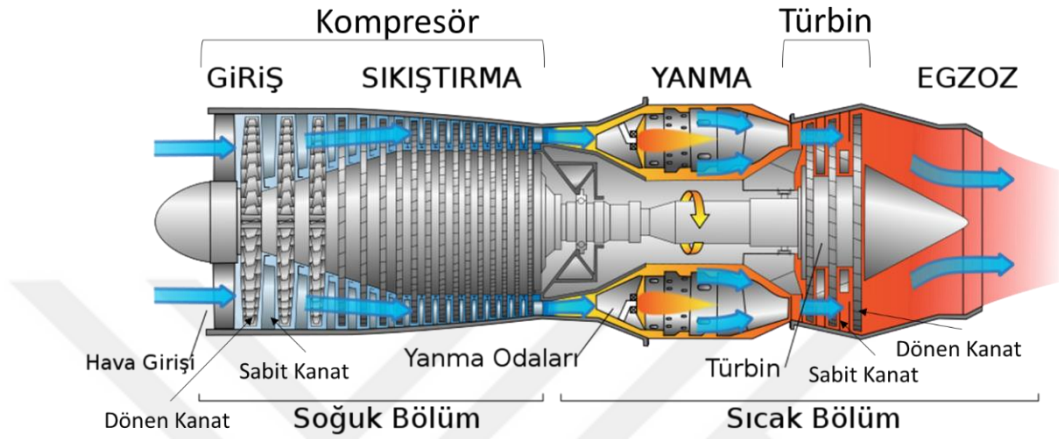
Gaz Türbinli motorlar, gaz türbinli motorların temel bileşenleri, Brayton çevrimi ve gaz türbinli motor çeşitleri olmak üzere üç alt başlıkta incelenecektir.

1.2.1. Gaz Türbinli Motorun Temel Bileşenleri

Gaz türbinli motorlar, yanma ile açığa çıkan ısı enerjisini mekanik enerjiye çeviren bir motordur. Uçak motorlarına yönelik kullanılan turbojet tipinde gaz türbinli bir motor, aşağıda Şekil 1.3’de gösterildiği gibi beş temel kısımdan oluşmaktadır:

- Hava Alığı

- Kompresör
- Yanma Odası
- Türbin
- Egzoz lülesi



Şekil 1.3. Tipik bir gaz türbinli motorun şeması

Hava alığından (girişinden) içeri alınan hava, kompresörde sıkıştırılarak basıncı arttırılır. Ardından, yanma odasında, yakıt püskürtülerek sabit basınçta yakılır ve sıcaklık yükseltilir. Yanma sonucu yüksek sıcaklık ve basınca sahip gazlar, türbin kanatları arasından genişleyerek akarken enerjisini türbin milinin dönmesi şeklinde kompresör ve diğer ekipmanlara yetecek kadar mekanik enerjiye dönüştürür. Arta kalan basınçlı hava egzoz lülesinde hızlandırılarak dışarı atılır ve itki sağlanır.

1.2.1.1. Hava Alığı (Girişi)

Hava alığı (girişi), motora gereken havanın girmesini sağlayan ön taraftaki kısımdır. Hava alığında oluşan verim kaybı motorun diğer bölümlerinde giderek artacaktır. Hava alığının motorda temel iki görevi vardır. Hava alığı, öncelikle serbest akışlı havanın toplam basıncını yeniden kazanılmasını ve bu şartlardaki havanın en az kayıpla motor

girişine ulaştırılmasını sağlamaktadır. İkinci fonksiyonu ve tüm uçuş şartlarında mümkün olan en az türbülans ve basınç değişimine sahip olacak şekilde bu havanın temin edilmesidir.

Hava alığı değişik tiplerde ve konumlarda olabilir. Hava alığı tek-çift girişli ve değişebilir-sabit geometrili olabilir. Turboprop ve turboşaft motorlarda hava alığı üzerinde ayırıcı (separator) adı verilen havanın içerisinde bulunan toz, kir ve parçalardan arındıran parça bulunur. Hava alığının son kısmında motorun fan veya kompresörüyle birleştiği noktada havanın giriş şartlarının, giriş alanını kontrol eden ve/veya bu bölgede buzlanmaya karşı ısıtmayı sağlayan sabit veya hareketli giriş kanatçıkları (IGV) bulunabilir.

1.2.1.2. Kompresör

Hava ve yakıt karışımının yanmasıyla oluşan enerji, karışımdaki havanın kütlesi ve basıncı ile orantılıdır. Verimin artırılması için yanmaya gönderilen havanın basıncının artırılması gereklidir. Kompresör, gaz türbinli motorlarda gerekli havayı basınçlandırmayı sağlayan elemandır. Gaz türbinli motorlarda santrifüj ve eksenel olmak üzere iki çeşit kompresör çeşidi kullanılmaktadır.

Santrifüj kompresörler, daha az sayıda parçadan oluşan, daha az uzunluk ancak geniş çap gerektiren elemanlardır. Bu nedenle tasarımları ve üretimleri daha kolaydır ve daha dayanıklıdır. Ancak sıkıştırma kabiliyetleri ve verimleri eksenel kompresörlere göre daha azdır.

Eksenel kompresörler, hava motor eksenine paralel yönde, döner diskler (rotor) üzerinde kanatlar ile sabit stator arasında akmaktadır. Eksenel kompresör birden çok kademedan oluşabilir. Rotor havaya hız kazandırır, stator ise havaya yön vererek statik basıncını artırır.

Eksenel kompresörler, tek ya da iki kompresörden oluşabilir. İki kompresörlü sistem, daha geniş bir çalışma alanı ve daha yüksek basınç oranlarına ulaşabilmeyi sağlar. İki kompresörlü sistem ise bir tane düşük basınç kompresöründen (LPC) ve bir tane yüksek

basınç kompresöründen (HPC) oluşmaktadır. Bu sistem turbofan motorlarda yaygın kullanılmaktadır. Düşük basınç kompresöründen geçen havanın belli bir yüzdesi yüksek basınç kompresöründen geçer. Havanın geri kalanı iş çevrimine katılmadan doğrudan itkiye katkı sağlayan by-pass hattına aktarılır.

Kompresördeki hava akışının bozulması ve havanın düzensiz bir şekilde kompresörde ilerlemesi veya havanın ilerleyemeyip geriye dönmesi gibi ciddi sorunlara yol açan olaya “stall” denilmektedir. Stall durumunun önlenmesi, kompresör tasarımı sırasında önemli bir yere sahiptir. Stall’un gerçekleşme sebepleri ise bileşenlerdeki meydana gelebilecek hasarlar ve motorun kullanım şekilleridir. Eksenel kompresörlerdeki rotor kanatlarının veya statorun hasar görmesi oluşabilecek hasarlara örnek olarak gösterilebilir. Bıçağa gelen hücum açısı artarsa pozitif stall, azalırsa negatif stall adı verilir. Motorun durmasına sebebiyet veren başka bir etken ise motorun ani olarak hızlanması ve yavaşlamasıdır. Motor ani olarak hızlandığında yanma odasına büyük miktarda yakıt alınacağı için basınçta büyük bir artış olacak ve HP kompresördeki havanın basıncını yenerek geriye itecektir ve stall oluşacaktır. Motorun durmasını önlemek için en etkili yöntem, açısı değişebilen değişken sabit kanatlar kullanmaktır. Değişen açılarla stall'a giren havayı kurtarabilir. İkincisi, fazlalık havanın atılmasıdır. Üçüncü yöntem ise 2 veya 3 kademeli kompresörler kullanılmasıdır. Kompresörde oluşan stall, motoru iflas ettirecek düzeye geldiğinde yani birçok kademeye yayıldığında, bu olaya kompresör “surge” denilmektedir.

1.2.1.3. Yanma Odası

Yanma odasına yüksek basınç ve sıcaklıkta gelen havanın içine yakıt püskürtülür ve ateşleme ile yanma sağlanır. Hava içerisine püskürtülen yakıt başlangıçta bir defaya mahsus olmak üzere ateşlenir ve daha sonra sürekli bir yanma elde edilir. Böylece sabit basınçta yanma ile sıcaklık daha da artar. İdeal bir yanma için hava/yakıt oranı 15/1 oranında olmalıdır. Odacık (can), odacık-hücre (can-annular) ve hücre (annular) tipi olmak üzere üç tip yanma odası bulunmaktadır. En gelişmiş olan hücre (annular) tip yanma odasıdır.

Yanma odasında havanın hızı, ideal bir yanma gerçekleştirmek için 25 m/s civarında olmalıdır. Fakat kompresörden çıkan havanın hızı yaklaşık 150 m/s'dir. Bu sebeple kompresör çıkışına bir difüzör yerleştirilmiştir. Bu difüzör havanın hızını 25 m/s'ye kadar düşürmektedir. Bu hızda yetmediği için yanma odasının girişine girdap üreticiler (swirl vane) yerleştirilmiştir. Bu sayede hava ile yakıt, burgu şeklinde karıştırılarak çok daha verimli bir yanma elde edilir.

Ayrıca yanma odasının yüksek sıcaklıklardan korumak için yanma odasının dış kısmından ikincil bir hava akışı geçirilir. Bu ikincil hava akışı kompresörden gelen havanın %70-80'ine karşılık gelmektedir. Yanma odası birincil bölge ve ikincil bölge olmak üzere iki kısımda incelenir. Birincil bölgede yanma olayı gerçekleşir ve o bölgede biter. Devamında ikincil bölgede ise yanma odasının dış kısmından gelen hava ile yanan hava karışıp türbine gönderilir. Yanma odasında havanın sıcaklığı 1800-2000°C'a kadar yükselebilir.

1.2.1.4. Türbin

Yüksek sıcaklık ve basınçtaki yanmış gazlar, türbin kanatlarına yönlendirilir. Türbin kısmında ise kanatların dizilimi kompresörde olduğu gibi rotor ve statora bağlı kademeler şeklindedir. Ancak kompresörün aksine kanatlar arasındaki akış alanı aksenel yönde genişlemektedir. Kompresördeki sıkıştırma yanında yanma odasındaki sıcaklık artışı ile genişleme yönünde hız kazanan yanmış gazlar, türbin kanatlarına etkiyerek genişler ve kinetik enerjilerini kanatlara bağlı rotorun dönmesi şeklinde mekanik enerjiye dönüştürürler.

Gaz türbinli motorlarda verim, türbin giriş sıcaklığının yüksekliğine bağlı olarak, termodinamik açıdan artmaktadır. Bu sebeple türbinde en kritik bölge ilk stator ve ilk rotor kanatlarıdır. Bu bölge, yanma odasından hemen sonra geldiği için sıcaklık seviyesi oldukça yüksektir ve soğutulması gerekmektedir. Kompresörden alınan havanın bir kısmı ikincil hava sistemi aracılığıyla bu bölgedeki stator ve rotor kanadını soğutmak için kullanılır. Bu soğutma sisteminin yanında kullanılan malzemelerin yüksek sıcaklığa dayanıklılığı da arttırılarak verim arttırılmaya çalışılmaktadır. Günümüzde, yüksek

alaşımli metalden yapılan türbin kanatları 1400 K'lere, seramikten yapılanlar ise 1600 K'lere kadar ki sıcaklıklara dayanabilmektedir. Ancak seramik malzeme yüksek rotor dönüş hızından kaynaklı gerilmelere dayanıklı değildir. Bu yüzden küçük türbinlerde kullanılmaktadır.

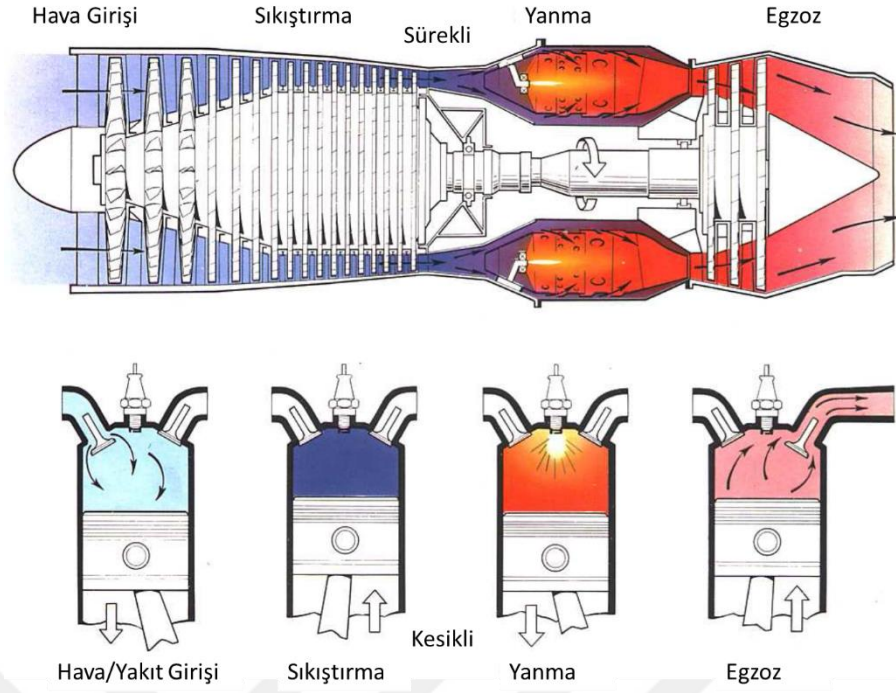
Türbinler etki (impulse) türbini, reaksiyon türbini ve bu ikisinin karışımı olmak üzere üç tipe ayrılır. Etki tip türbinlerde rotor giriş ve çıkışında hava basıncında net bir değişim yoktur. Türbin statik kanatçıkları (NGV), çıkan gazların basıncını düşürerek hızlarını arttıracak şekilde yerleştirilmiştir. Reaksiyon türbinlerinde ise, gazların basıncı düşürülerek hızlarının artırılması yakınsak geometriye sahip rotor kanatlarında gerçekleştirilmektedir. Türbin statik kanatçıkları daha çok akışın yönlendirilmesi ile görevlidir.

1.2.1.5. Egzoz Lülesi

Egzoz lülesi, gaz türbinli motorun en arkasında yer alan çıkış kısmıdır. Yanmış gazların dışarıya yönlendirilerek motoru terk etmeden önce daha fazla hızlandırılması ile görevlidir. Türbinden gelen yanmamış gazların art yakıcı da yakıt püskürtülerek tekrar yanmasıyla itki artışı da bu bölümde gerçekleşir.

1.2.2. Brayton Çevrimi

Gaz türbinli motorların çalışma prensibi, pistonlu motorlara benzetilebilir. Aşağıda Şekil 1.4'te gaz türbinli motorlar ile pistonlu motorlar karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir. İki motor arasında temel fark; gaz türbinli motorlarda sürekli akış ve yanma gerçekleşirken, pistonlu motorlarda kesikli akış ve yanma gerçekleşmesi şeklindedir.



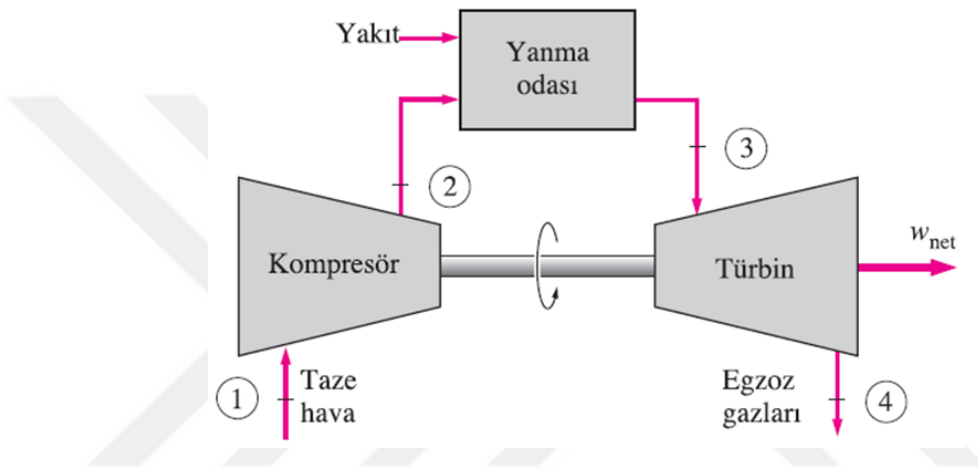
Şekil 1.4. Gaz türbinli motorların, pistonlu motorlar ile karşılaştırılması (Rolls Royce - The Jet Engine)

Brayton çevrimi gaz türbinlerinde ideal çevrimdir. Brayton çevrimi, ilk olarak 1870’li yıllarda Brayton’ın kendi geliştirdiği yağ yakan pistonlu motor için önerdiği çevrimdir. Bugünlerde; Brayton çevrimi, sıkıştırma ve genişleme işlemlerinin kompresör ve türbinlerde gerçekleştiği gaz türbinlerinde kullanılmaktadır. Yukarıda Şekil 1.3’de kesit şeması verilen açık çevrimli gaz türbinlerinin termodinamiksel şeması aşağıda Şekil 1.5’te gösterilmiştir. Şekilde gösterilen Brayton çevrimi, aşağıda sıralanan dört hal değişiminden oluşur:

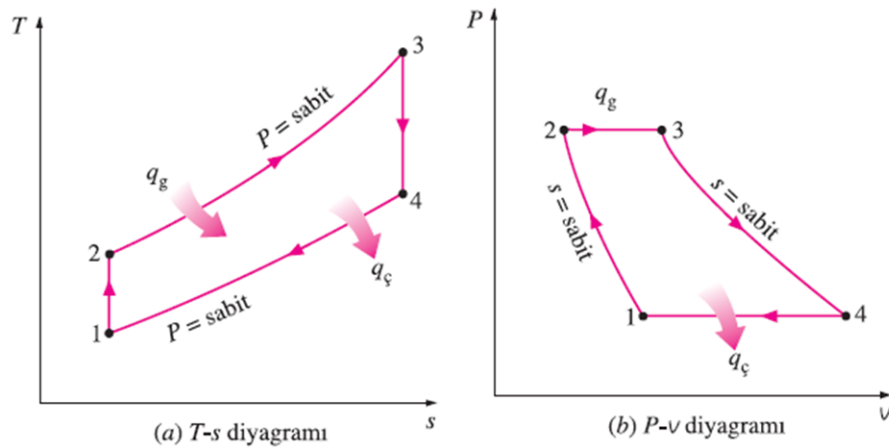
- 1-2: Kompresörde izentropik sıkıştırma
- 2-3: Yanma odasında sabit basınçta yanma ile ısı girişi
- 3-4: Türbinde izentropik genişleme
- 4-1: Ortama sabit basınçta ısı çıkışı

Yukarıda da belirtildiği gibi, çevre şartlarındaki taze hava kompresör tarafından emilerek izentropik olarak sıkıştırılır ve sıcaklık ve basıncı yükseltilir. Yüksek basınçlı

havaya yanma odasında yakıt püskürtülerek yakılır ve sabit basınçta yanma odasına ısı girişi ile sıcaklık artar. Yanma sonucu oluşan yüksek sıcaklıktaki gazlar türbinde çevre basıncına izentropik genişlerken güç üretir. Türbinden çıkan egzoz gazları tekrar çevrime sokulmaz ve atmosfere atılır. Böylece çevrim açık çevrim olarak gerçekleşmiş olur. Bu şekilde çalışan ideal Brayton çevriminin T-s ve P-v diyagramları Şekil 1.6’da görülmektedir. Çevrimdeki dört hal değişimi de sürekli akışlı sürekli açık olarak gerçekleşir.



Şekil 1.5. Brayton gaz türbini çevrimi termodinamiksel şeması (Çengel, 2006)



Şekil 1.6. İdeal Brayton çevrimi T-s ve P-v diyagramları (Çengel, 2006)

İdeal Brayton çevriminin ideal gaz kabulüyle termodinamik çevrim analizi tüm hal değişimleri için aşağıdaki şekilde yapılır.

1-2: Kompresörde izentropik sıkıştırma:

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

2-3: Yanma odasında sabit basınçta yanma ile ısı girişi:

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

3-4: Türbinde izentropik genişleme:

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

4-1: Ortama sabit basınçta ısı çıkışı:

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

Sürekli akışlı bir sistemde birim kütle için enerjinin korunumu denklemi (kinetik ve potansiyel enerji değişimleri göz ardı edildiğinde) aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$(q_g - q_\zeta) + (w_g - w_\zeta) = (h_g - h_\zeta) \quad (1.5)$$

Buna göre iş akışkanına ve iş akışkanından olan ısı geçişleri (ideal gaz kabulüyle)

$$q_g = h_3 - h_2 = c_p (T_3 - T_2) \quad (1.6)$$

$$q_\zeta = h_4 - h_1 = c_p (T_4 - T_1) \quad (1.7)$$

olur. Böylece, ideal Brayton çevriminin ısı verimi (soğuk hava standardı kabulleri altında) aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\eta_{th,Brayton} = \frac{w_{net}}{q_g} = 1 - \frac{q_g}{q_\zeta} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 (T_4 / T_1 - 1)}{T_2 (T_3 / T_2 - 1)} \quad (1.8)$$

1-2 ve 3-4 hal değişimleri izentropik olup, $P_2 = P_3$ ve $P_4 = P_1$ 'dir. Böylece,

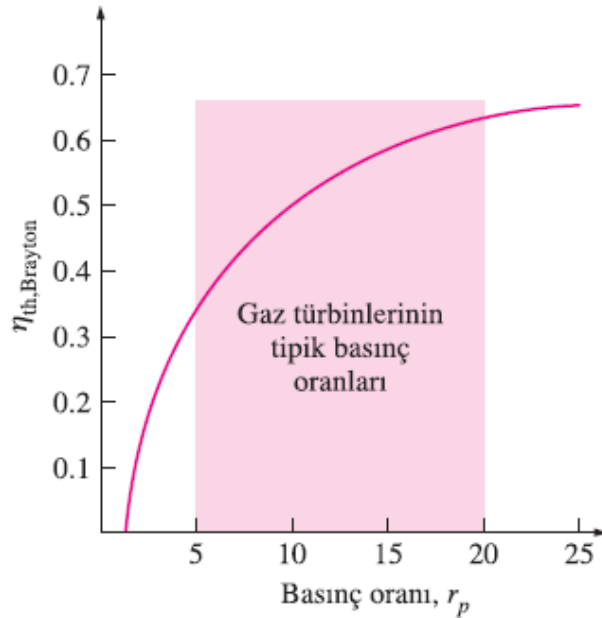
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_2}{P_4} \right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4} \quad (1.9)$$

olur. Bu denklemler ısı verim bağıntısında yerlerine yazılır ve sadeleştirmeler yapılırsa,

$$\eta_{th,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \quad (1.10)$$

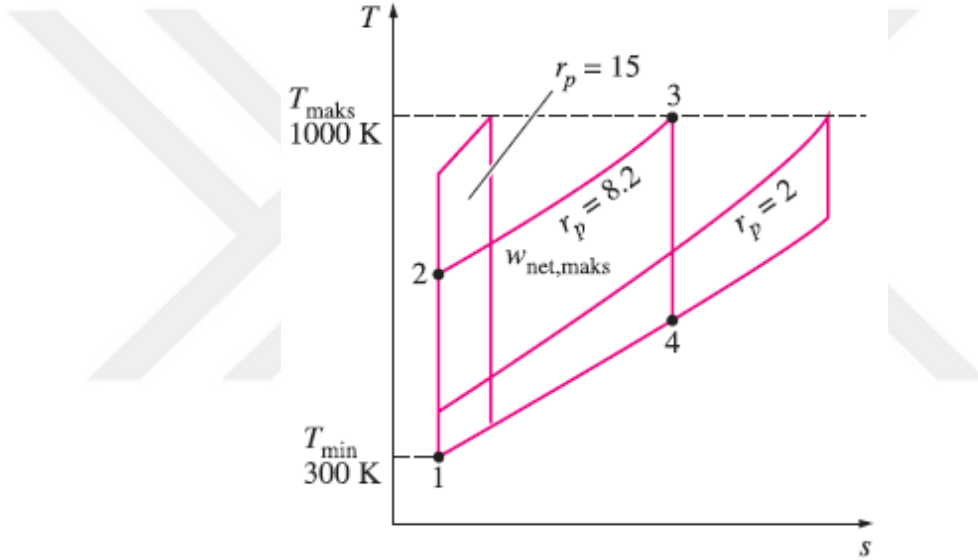
elde edilir. Burada; $r_p = \frac{P_2}{P_1}$ basınç oranı, $k = \frac{c_p}{c_v}$ özgül ısılar oranıdır.

Isıl verim denkleminde, ideal Brayton çevriminin ısı veriminin, gaz türbininin basınç oranına ve iş akışkanının özgül ısılar oranına bağlı olduğu görülmektedir. Her iki oranın artışı, ideal Brayton çevriminin ısı verimini arttıracaktır. Bu durum, gerçek gaz türbinlerinde de geçerlidir. Şekil 1.7’de, havanın oda sıcaklığındaki özgül ısı oranı ($k=1,4$) için ısı veriminin basınç oranına göre değişimi gösterilmiştir. Artan basınç oranı ile ısı verim eksponansiyel olarak artmaktadır. (Çengel, 2006)



Şekil 1.7. İdeal Brayton çevrimi ısı veriminin basınç oranına göre değişimi ($k=1,4$) (Çengel, 2006)

Çevrimdeki en yüksek sıcaklık, yanma sonucunda 3 noktasında oluşmaktadır. Bu sıcaklık türbin kanat malzemesinin dayanabileceği en yüksek sıcaklık ve kanat soğutma sisteminin etkinliği ile sınırlıdır. Bu sınırlama aynı zamanda çevrimin basınç oranını da kısıtlamaktadır. Belirli bir türbin giriş sıcaklığı (T_3) için çevrimin net işi, Şekil 1.8’de görüldüğü gibi basınç oranı arttıkça belli bir noktaya kadar artar. Bu noktadan sonra net iş yeniden azalmaya başlar. Bu yüzden basınç oranı ile net iş arasında bir dengenin sağlanması gerekmektedir. Gaz türbinlerinin basınç oranı genelde 11-16 aralığında değişmektedir. (Çengel, 2006)



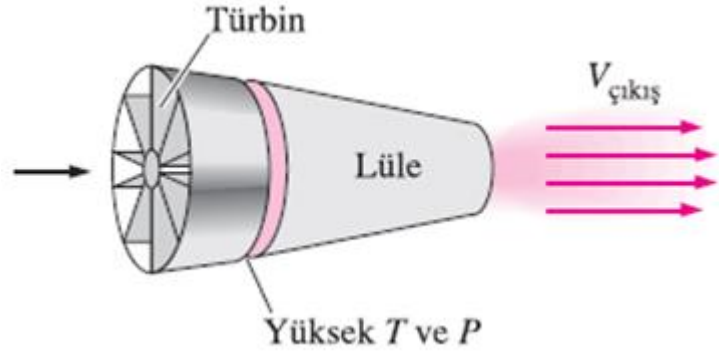
Şekil 1.8. Belirli bir $T_{\min}$ ve $T_{\max}$ için basınç oranının net işe etkisi (Çengel, 2006)

Gaz türbinlerinde hava, yakıtın yanması için gerekli oksitleyiciyi sağlamanın yanında çeşitli elemanların soğutulmasında kullanılır. Bu soğutma işleminin yerine getirilebilmesi için gaz türbinlerinde tam yanma için gerekenden %50 veya daha fazla hava kullanılır. Ayrıca yanma odasında yakıtın ilave edilmesiyle beraber, türbindeki akışkan debisi kompresördeki akışkan debisinden büyük olacaktır. Böylece, akışkan debisi sabit alınarak yapılan hesaplamaların sonucu, olması gerekenden bir miktar daha düşük çıkacaktır.

Gaz türbinleri, 1930'larda ilk tasarlandıklarından bu yana günümüze kadar sürekli bir gelişme göstermiştir. 1950'lere kadarki ilk gaz türbinleri, düşük kompresör ve türbin verimleriyle beraber o dönemdeki kullanılan malzemelerin yüksek sıcaklığa dayanamamaları nedeniyle yaklaşık %17'lik bir verime sahiptiler. Teknolojinin ilerlemesiyle birlikte türbin ve kompresörleri en az kayıp oluşturacak şekilde tasarlanabilmesi, gaz türbinlerinin verimlerini önemli düzeyde arttırmıştır ve günümüzde %40 verim değerlerine ulaşmıştır (Çengel, 2006).

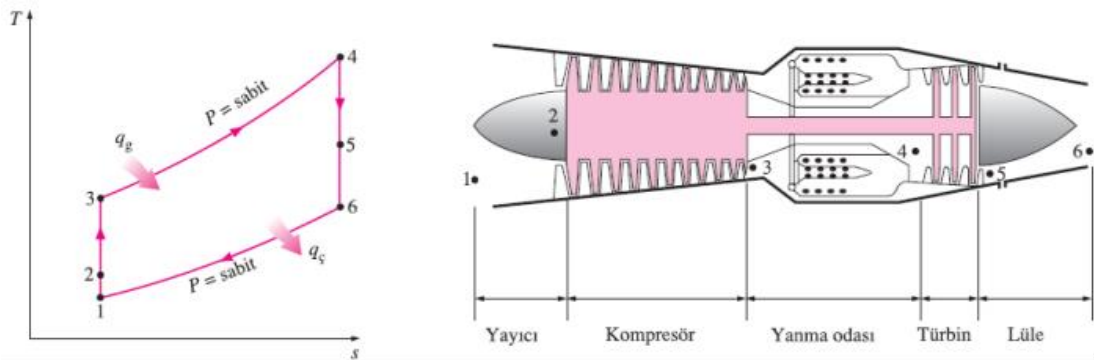
Gaz türbinlerinin verimi arttırmaya yönelik en önemli çalışma türbin giriş sıcaklığının yükseltilmesi üzerinedir. Türbin giriş sıcaklığı 1940'lardaki 540°C değerinden günümüzde 1425°C değerlerine kadar sürekli artmıştır. Bu artışlar yüksek sıcaklığa dayanıklı kanat malzemelerin geliştirilmesi yanında, türbin kanatlarının seramik kaplamalar ile kaplanması ve kompresörden alınan havayla kanatların soğutulması gibi tekniklerin geliştirilmesiyle gerçekleşmiştir (Çengel, 2006).

Gaz türbinleri, hafif ve küçük ve güç/ağırlık oranları yüksek olduğundan, uçaklarda kullanılmaktadır. Uçaklarda kullanılan gaz türbinleri, tepkili çevrim adıyla bilinen açık çevrime göre çalışır. İdeal tepkili çevrim, basit ideal Brayton çevrimine benzer bir çevrimdir. Ancak tepkili çevrimde gazlar, türbinde çevre basıncına kadar genişletilmezler. Bunun yerine türbindeki genişleme, sadece kompresörü ve diğer yardımcı donanımlara yetecek gücü sağlayacak basınca kadar yapılır. Tepkili çevrimin net işi sıfırdır. Şekil 1.9'da görüldüğü gibi türbinden çıkan yüksek basınçlı gazlar bir lülede genişleyerek hız kazanır ve uçağı itecek tepkiyi sağlar. Uçağın hareketi; akışkanın, uçağın gidiş yönüne ters yönde ivmelendirilmesiyle sağlanır. Bu işlem, büyük bir akışkan kütlesinin yavaş bir şekilde ivmelendirilmesiyle (pervaneli motor) veya az bir akışkan kütlesine büyük bir ivme kazandırılmasıyla (turbojet motor) olabildiği gibi, her iki yöntemin birlikte uygulanmasıyla (turboprop motor) da olabilir.



Şekil 1.9. Türbinden çıkan yüksek sıcaklık ve basınçtaki gazların bir lülede ivmelendirilmesi (Çengel, 2006)

Tepkili bir gaz türbininin genel şeması ve ideal tepkili çevrimin T-s diyagramı Şekil 1.10'de görülmektedir. Hava yayıcıda yavaşlarken basıncı biraz artar. Daha sonra bir kompresörde sıkıştırılan hava, yanma odasında bir yakıtla karıştırılır ve sabit basınçta yakılır. Yüksek basınç ve yüksek sıcaklıktaki yanma gazları bir türbinde, kompresörü ve diğer donanımları çalıştırmaya yetecek gücü sağlayacak bir basınca kadar genişletilir. Son olarak yanmış gazlar bir lülede atmosfer basıncına kadar genişletilerek motoru yüksek bir hızla terk eder.



Şekil 1.10. Tepkili bir motorun başlıca bölümleri ve ideal tepkili çevrimin T-s diyagramı (Çengel, 2006)

1.2.3. Gaz Türbinli Motor Çeşitleri

Havacılıkta kullanılan gaz türbinli motor çeşitleri Şekil 1.11’de gösterilmiştir ve aşağıda listelenmiştir.

- Turbojet
- Turbofan
- Turboprop
- Turboşaft

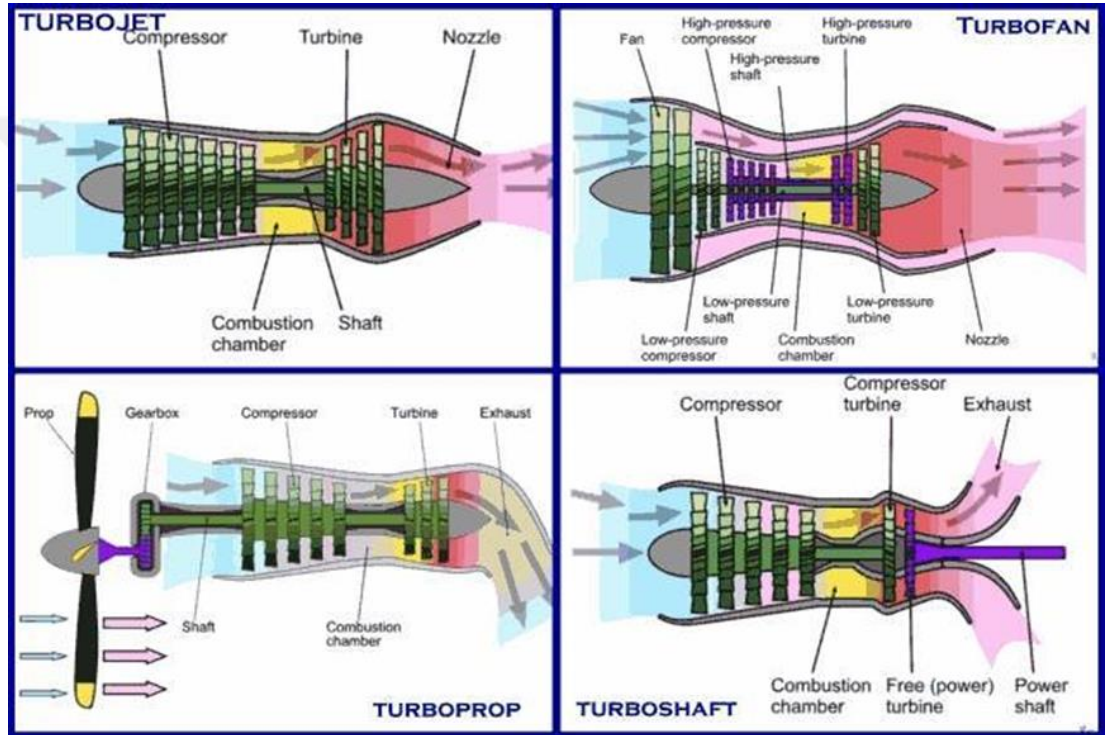
Turbojet motoru gaz türbinli motorların en klasik halidir. Kompresöre giren hava sıkıştırılarak basıncı artırılır ve yanma odasına gönderilir. Yanma odasında sıcaklığı yükseltilecek hava, genişleme işlemi için türbine gönderilir. Burada kompresörün ve diğer ekipmanların gücünü karşılayacak kadar genişletilen hava, egzoz lülesine gönderilir ve yüksek hızda atılır. F-4 gibi eski savaş uçaklarında kullanılan turbojet motorunda, itki sadece egzoz lülesinden atılan hava sayesinde sağlanır.

Turbofan motoru, turbojet motoruna kompresörün önüne fazladan bir fan yerleştirilmesiyle elde edilir. Türbinde hava; fan, kompresör ve diğer ekipmanlara yetecek gücü sağlayacak kadar genişletilir. İtki, egzoz lülesinden atılan çevrime katılan yüksek hızlı havadan ve fanın dönmesiyle çevrime katılmayan havanın hareketinden sağlanır. Günümüzde Airbus A-380 gibi ticari yolcu uçaklarında ve F-16 gibi savaş uçaklarında bu turbofan motoru kullanılmaktadır. Düşük by-pass’lı turbofanlar askeri uygulamalarda, yüksek by-pass’lı motorlar sivil uygulamalarda kullanılmaktadır. Yüksek by-pass’lı motorlarda havanın 1/6’sı kompresörden geçerek iş çevrimine katılır. Geri kalan kısmı fan tarafından geçirilir ve daha verimli bir itki sağlanır. Uçuş hızının 500-1000 km/h değerlerinde verimleri yüksektir. By-pass hattında hava hızı Mach 1,5’e ulaşabilir. Mach sayısı 1,6’ya kadarki değerlerinde turbojet motorlara göre daha verimlidir. Ayrıca art yakıcı (after burner) kullanılmasıyla Mach sayısı 3’ün üstüne çıkabilir.

Turboprop motorunda itkinin büyük bir kısmı ön tarafa yerleştirilen pervanelerden sağlanır. Pervanelerden sağlanan itkiye ekstra olarak, egzoz lülesinden yüksek hızla atılan yanmış gazların da itkiye katkı sağladığı tipte turboprop motorlar bulunmaktadır.

Türbinde hava; pervane, kompresör ve diğer ekipmanlara yetecek gücü sağlayacak kadar genişletilir. Örnek olarak askeri-sivil kargo uçaklarında (Koca Yusuf (A-400M)) kullanılır. Uçuş hızı, 725 km/h değerinin altında verimlidir.

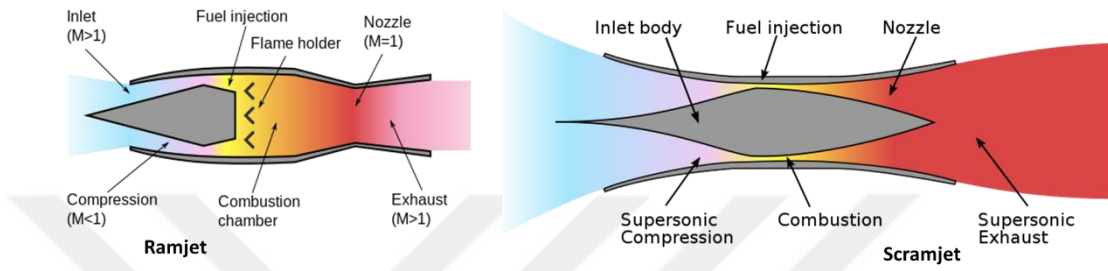
Turboşaft motorunda ise türbinden elde edilen net güç bir şafta aktarılır ve şaftın döndürdüğü pervaneler, tekerler, çarklar sayesinde itki sağlanır. Turboşaft motoru, helikopter, tank, gemi ve hovercraft gibi araçlarda itkiyi sağlamak için kullanılır.



Şekil 1.11. Havacılıkta kullanılan gaz türbinli motor çeşitleri

Havacılıkta kullanılan bu dört motor haricinde havacılık yanında özellikle roket ve füze motoru olarak kullanılmaya başlanan ramjet ve scramjet motorları da bulunmaktadır (Şekil 1.11, Şekil 1.12). Ramjet, içerisinde kompresör veya türbin bulunmayan yakınsak-ıraksak biçimli bir kanal olup, yüksek hızlı uçaklarda ve füzelerde kullanılır. Motordaki basınç artışı ram etkisi ile sağlanır. Ram etkisi motora çok yüksek hızlarda giren havanın bir engelleme çarpması ve yavaşlamasıdır. Ramjet motorda hava bir miktar

yavaşladıktan sonra, içine yakıt püskürtülerek yakılır ve oluşan egzoz gazları bir lülede genişletilerek ivmelendir. Minimum 1 Mach hızda çalışmaya başlar ve 5 Mach hızlara kadar çıkabilir. Scramjet ise aslında havanın içinden süpersonik hızda aktığı bir ramjet motorudur. Minimum 5 Mach hızında çalışmaya başlar ve 12 Mach hızlara kadar çıkabilir.



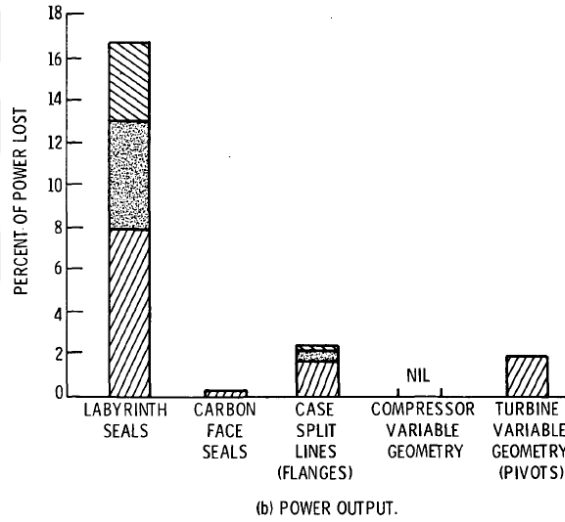
Şekil 1.12. Ramjet ve Scramjet

Gaz türbinli motorlarda; güç çevrimini yerine getiren birincil hava akışı yanında, türbinin, rulmanların ve çeşitli ekipmanların soğutulması, yatak yüklerinin kontrol edilmesi ve yağ kaçaqlarının engellenmesi gibi görevleri yerine getiren ikincil hava akışı da bulunmaktadır. Özellikle ikincil hava akışı sistemi üzerindeki sabit ve dönen parçaları arasında sızdırmazlık elemanları kullanılır. Bu tez çalışmasının konusu olan gaz türbinli motorlarda kullanılan sızdırmazlık elemanları detaylı bir şekilde aşağıdaki bölümde incelenmiştir.

1.3. Sızdırmazlık Elemanları

Gaz türbinli motorlarda verim ve performansı artırmanın en efektif ve ekonomik yollarından birisi; basınçlı hava kaybına sebebiyet veren sabit ve dönen parçalar arasındaki açıklığı kontrol eden sızdırmazlık elemanlarının tasarımıdır. uygun şekilde yapılarak kaçak hava debisinin kontrol altında tutulmasıyla gerçekleştirilmektedir.

Şekil 1.13'te sızdırmazlık elemanlarından kaçan basınçlı havanın neden olduğu güç kaybı gösterilmiştir. Doğru tasarlanmayan bir sızdırmazlık elemanının, motor güç çıktısını %16-18 ve motor verimini ise %10 seviyelerinde azalttığı raporlanmıştır (Ludwig, 1973). Tüm verim ve performans limitlerinin daha fazla zorlandığı günümüz teknolojisinde dünya üzerinde bütün gaz türbinli motorlar düşünülürse, bu verim artışı ekonomi açısından önemli görülmektedir. Bu nedenle, içten yanmalı motorlardaki piston segmanlarına benzer şekilde sızdırmazlık elemanları gaz türbinli motorlarda hayati önem taşımaktadır. Sızdırmazlık elemanları, gaz türbinli motorlardaki verim artışının yanı sıra, kullanım ömrünün uzatılması, güvenilirliğinin arttırılması ve bakım maliyetlerinin azaltılması gibi konularda da önemli katkı sağlamaktadır.



Şekil 1.13. Sızdırmazlık elemanlarından kaçan debinin neden olduğu güç kaybı (Ludwig, 1973)

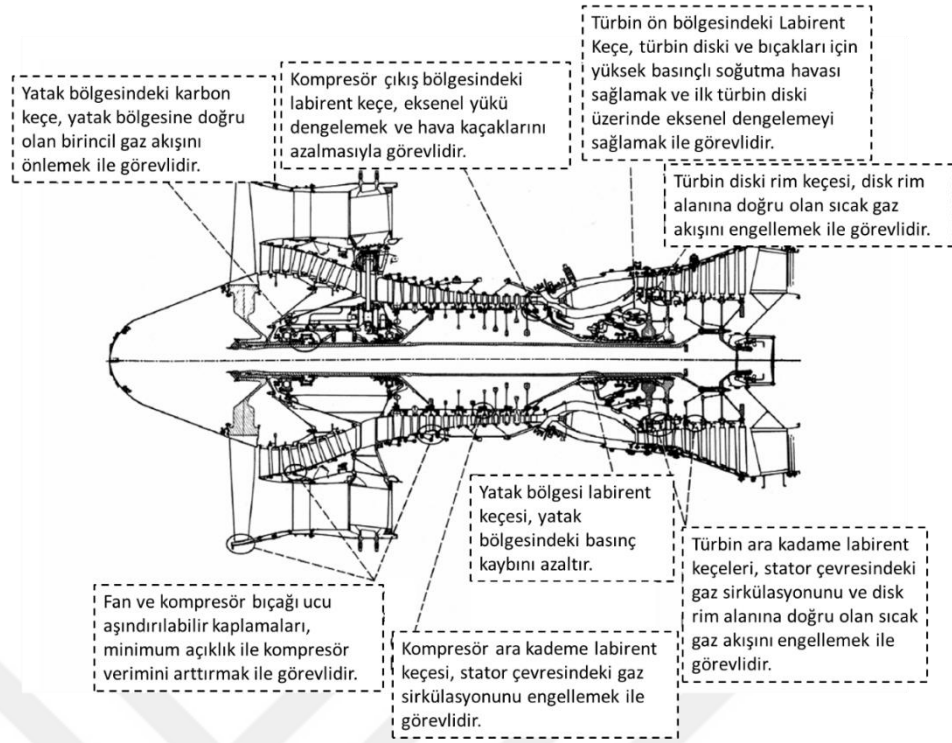
Sızdırmazlık elemanları; çalıştıkları zorlu ortamlarda sürtünme, aşınma, mekanik, ısı ve aerodinamik formlarda değişik yükler altında çalışırlar. Bu nedenle sızdırmazlık elemanlarının çalıştığı şartlara uygun tipte seçilmesi ve tasarımının motor karakteristiğine göre yapılması gerekmektedir.

Şekil 1.14’de dönen rotor ile sabit stator arasına yerleştirilmiş örnek bir labirent keçe formundaki sızdırmazlık elemanı gösterilmiştir. Döner rotor ile sabit stator arasına uygulanan sızdırmazlık elemanı, yüksek ve düşük basınç arasında en düşük açıklığı sağlayarak (Şekil 1.14’deki uygulamada labirent dişler sayesinde) yani akış kesitini daraltarak kaçan hava akışını ve debisini kontrol eder.



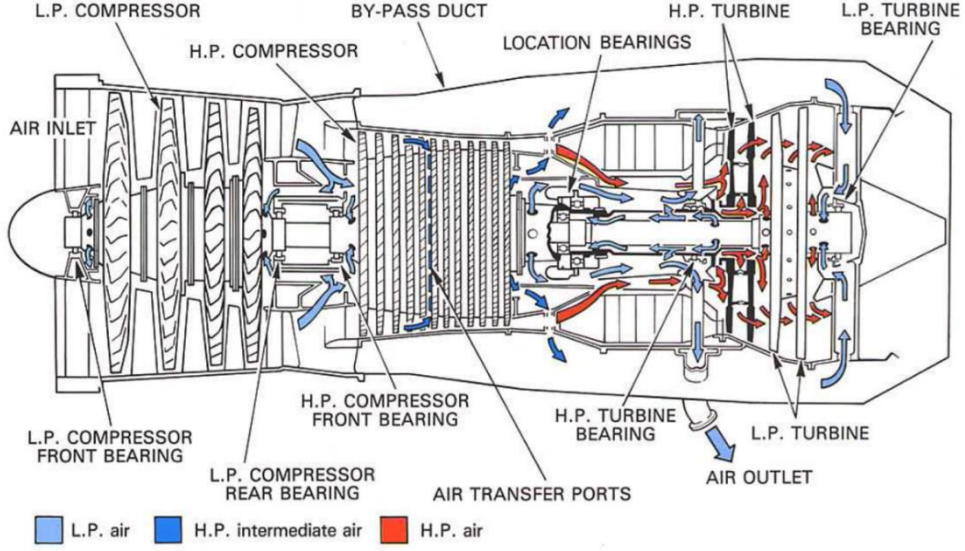
Şekil 1.14. Sızdırmazlık elemanı uygulama örneği

Gaz türbinli motorlarda, ana akış hattında ve özellikle ikincil hava akış hattında yüksek ve düşük basınç bölgelerinin korunması gereken çeşitli yerlerde sızdırmazlık elemanları uygulanmaktadır. Sızdırmazlık elemanlarının uygulamaları genelde ikincil akış sistemi üzerine yoğunlaşmıştır. İkincil akış sisteminin, türbin üzerinde yağlama ve soğutma gibi kritik görevleri vardır. Sızdırmazlık elemanları da bu kritik görevleri yerine getirmekte kullanılmaktadır. Sızdırmazlık elemanlarının gaz türbinli uçak motorlarında genel olarak kullanım yerleri ve görevleri Şekil 1.15’de gösterilmiştir.



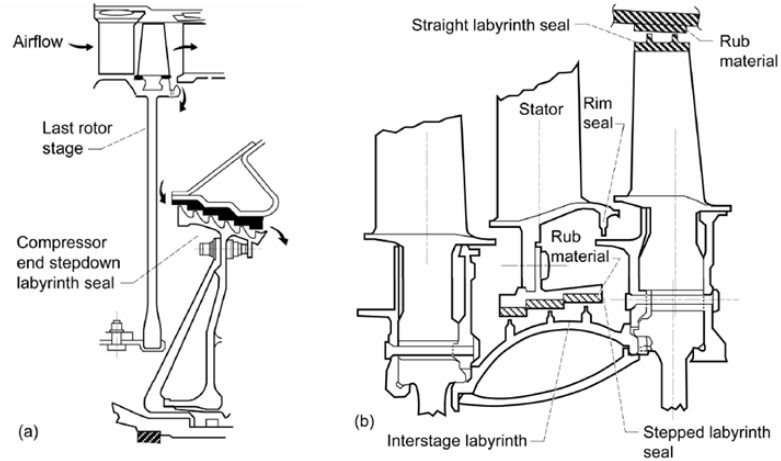
Şekil 1.15. Sızdırmazlık elemanlarının gaz türbinli uçak motorlarında genel olarak kullanım yerleri ve görevleri (Chupp, 2006)

Aşağıda Şekil 1.16’de, tipik bir gaz türbininde havanın ikincil akış bölgesinde izlediği yol gösterilmiştir. İkincil hava sistemi, kompresörde basınçlandırılan havanın %15-%20’sini soğutma ve basınçlandırma gibi görevler için kullanılmaktadır. İkincil akış sisteminde hava, ihtiyaca göre düşük veya yüksek basınç kompresör çıkışlarından alınarak hava kanalları ile yatak bölgelerine, aksel dengeleme bölgesine ve türbin kanat bölgelerine yönlendirilir. Sızdırmazlık elemanları uygulandıkları tüm bölgelerde motor isterlerine göre debiyi kontrol etmekle görevlidir.



Şekil 1.16. Tipik bir gaz türbinindeki ikincil akış hatları (Rolls Royce - The Jet Engine)

Aşağıda Şekil 1.17’de ikincil hava sistemi üzerindeki en kritik keçeler olan kompresör çıkış keçesi ve türbin ara kademe keçesi gösterilmiştir.



Şekil 1.17. Kompresör çıkış keçesi (a) ve türbin ara kademe keçesi (b)

Sızdırmazlık elemanlarının gaz türbinli uçak motorlarında genel olarak kullanıldığı dört uygulama bölgesi aşağıda listelenmiştir.

- 1) Kompresör bölgesi sızdırmazlık elemanları
- 2) Eksenel dengeleme bölgesi sızdırmazlık elemanları
- 3) Türbin bölgesi sızdırmazlık elemanları
- 4) Yataklama bölgesi sızdırmazlık elemanları

1) Kompresör Bölgesi Sızdırmazlık Elemanları: Kompresör son kademesi ve ara kademelerdeki kaçakları engellemek ve motorun sıcak bölgelerinde kullanılan soğutma havasını kontrol etmek amacı ile kullanılmaktadır. Motor yakıt tüketimi, kompresör verimi ve sıcak bölgelerdeki elemanların güvenilirliği açısından önemlidir.

2) Eksenel Dengeleme Bölgesi Sızdırmazlık Elemanları: Gaz türbinlerinde rulman yataklarındaki eksenel yüklerin dengelenmesi için basınçlı bir bölge oluşturulmakta ve bu bölgedeki basıncı korumak ve hava kaçaklarını engellemek için sızdırmazlık elemanları kullanılmaktadır.

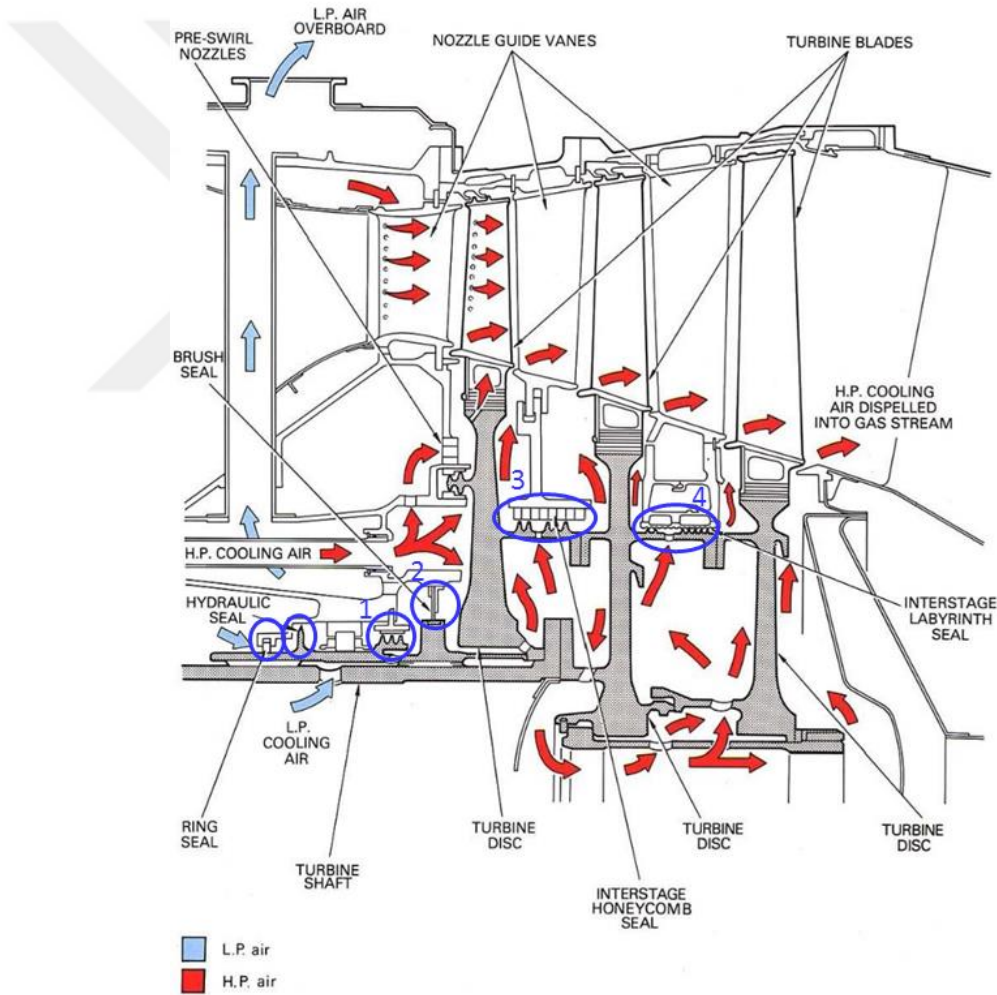
3) Türbin Bölgesi Sızdırmazlık Elemanları: Türbin soğutma havasını kontrol etmek, kademeler arası kaçakları engellemek amacı ile kullanılmaktadır. Yakıt tüketimi, türbin verimi ve motorun güvenilirliği açısından kritik önem taşımaktadır. Bu bölgede kullanılan sızdırmazlık elemanlarının görevi, soğutma havası kaçaklarının en alt seviyede tutulması, türbin ön disk boşluğuna iletilen hava miktarının belirlenmesi ve türbin disk boşluğuna sıcak gaz girişinin engellenmesidir.

4) Yataklama Bölgesi Sızdırmazlık Elemanları: Yataklardaki rulman haznesinden yağ kaçağını engellemek amacı ile kullanılmaktadır. Yatak sisteminin sağlıklı çalışması ve güvenilir bir motor tasarımı için bu bölgedeki sızdırmazlık elemanları önemlidir.

Gaz türbinli motorlarda yukarıda belirtilen bölgelerde kullanılmakta olan çeşitli tipte sızdırmazlık elemanları bulunmaktadır. Bu sızdırmazlık elemanı çeşitlerinden yoğun kullanılanlar aşağıdaki listelenmiştir.

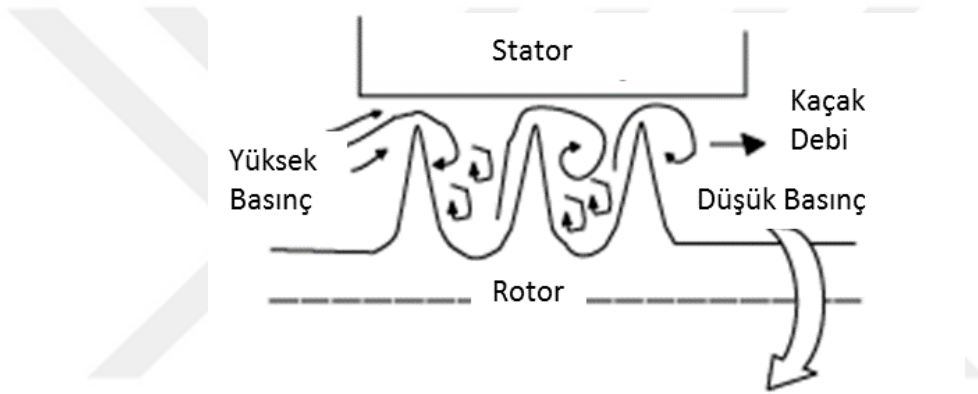
- | | |
|--------------------------------|------------------|
| 1) Labirent keçe | (Labyrinth seal) |
| 2) Fırça keçe | (Brush seal) |
| 3) Kombine labirent-fırça keçe | (Hybrid seal) |
| 4) Bal peteği keçe | (Honeycomb seal) |
| 5) Karbon keçe | (Carbon seal) |

Şekil 1.18’de, labirent keçe, fırça keçe, bal peteği keçe, hidrolik keçe ve halka keçe gibi sızdırmazlık elemanlarının gaz türbinli motor üzerindeki tipik uygulama yerleri gösterilmiştir. Şekil 1.18’deki 1 ve 2 noktalarında bulunan türbin şaftı üzerine yerleştirilen labirent ve fırça keçelerin görevi, yüksek basınçlı soğutma havasının rotor-stator açıklığından kaçışını engellemektir. 3 ve 4 noktalarında türbin disk bölgesi ara kademelerindeki labirent keçeler görülmektedir. 3 noktasındaki labirent keçenin karşısına balpeteği şeklinde bir karşı yüzey yerleştirilmiştir. Bu bölümdeki keçelerin görevi türbin disklerinin soğutulmasını sağlamak ve ters akışı engellemektir.



Şekil 1.18. Sızdırmazlık elemanlarının gaz türbini üzerinde tipik uygulama yerleri (Rolls Royce - The Jet Engine)

Labirent keçeler, turbomakinalarda ilk kullanılan sızdırmazlık elemanlarıdır. Birçok farklı konfigürasyonları bulunmaktadır. En yaygın kullanılanları, düz, karşılıklı ve basamaklı labirent keçelerdir. Labirent keçeler, rotor ve stator arasına labirent dişleri yerleştirilerek kaçak akışkan debisini kontrol etmeyi amaçlamaktadır. Şekil 1.19’de örnek bir labirent keçe uygulaması gösterilmiştir. Labirent keçelerin en önemli avantajı imalatlarının ve türbin üzerinde uygulamalarının basit olmasıdır. Dezavantajları ise, türbin geçici rejimlerinde sürtünmelerden dolayı kalıcı aşınmalara maruz kalması ve sızdırmazlık performansının düşmesidir. Bu tezin konusu olan labirent keçeler hakkında aşağıda takip eden kısımda detaylı bilgi verilmiştir.



Şekil 1.19. Örnek bir labirent keçe uygulaması

Fırça keçeler, turbomakinalarda 1980’lerde kullanılmaya başlanmıştır. Fırça keçeler, labirent keçelere göre daha iyi sızdırmazlık performansı sağlamaktadır. Şekil 1.20’de örnek bir fırça keçenin şeması ve örnek bir tel demeti fotoğrafı gösterilmiştir. Fırça keçe, ön ve arka plakalar arasına rotorun dönüş yönünde açılı olarak yerleştirilmiş ince çaplı yoğun bir tel demetinden oluşmaktadır. Arka plaka, tel paketi için yapısal destek sağlar ve destek plakası olarak da isimlendirilebilir. Arka plaka aynı zamanda labirent keçedeki diş gibi akış kesitini daraltma işlevi görür. Ön plaka, tel paketini akış dengesizliklerinden korur. Metalik ve polimerik malzemelerden yapılan teller rotor yüzeyi ile açıklıklı (clearance), temaslı (line-to-line), girişimli (interference) olarak üç şekilde montaj edilebilirler. Bu tel demeti, rotorun dönüş yönünde eğimli

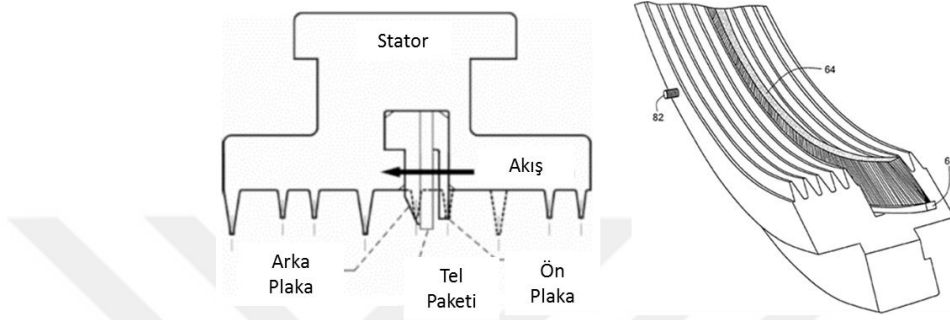
yerleştirildiğinden rotorun dönerken temas etmesi durumunda esnek olarak açısını değiştirir. Bu sayede rotor temasına da izin verecek şekilde sürekli minimum açıklık sağlanmış olur. En kötü durum senaryosunda bu teller tamamıyla aşınacak olsa dahi, fırça keçe ön ve arka plakası labirent keçe dişleri gibi görev yapar. Fırça keçenin aynı şartlardaki labirent keçenin %20'sine kadar kaçak debiyi düşürebildiği rapor edilmiştir (Ferguson, 1988). Rotorun radyal hareketinden kaynaklanan labirent keçelerdeki kalıcı diş aşınmaları, fırça tellerinin esnekliğinden dolayı fırça keçelerde daha düşük seviyelerde olur. Fırça keçeler, labirent keçelere nazaran daha az eksenel yer kaplar. Uzun operasyon saatleri boyunca daha stabil sızdırma karakteristikleri vardır. Fırça keçelerin labirent keçelere göre en önemli dezavantajı olarak imalatının pahalı ve tasarımının karmaşık olması gösterilebilir. Fırça keçelerin, HAD analizlerinde genellikle tellerin gözenekli ortam olarak modellenmesi yaklaşımı kullanılır. Doğu vd. (2017) direnç katsayılarının kalibrasyon işlemini anlatmıştır.



Şekil 1.20. Tipik bir fırça keçe şeması (Doğu, 2005) ve tel demeti fotoğrafı (Doğu vd., 2017)

Kombine labirent-fırça keçelerde ise, fırça keçenin avantajları ile labirent keçenin muhafaza edici yapısı birleştirilmiştir. Fırça keçe önüne ve arkasına yerleştirilen labirent dişler ile fırça teller üzerindeki yük kontrol edilerek daha iyi sızdırmazlık yanında uzun kullanım ömrü hedeflenmiştir. Böylece iki farklı keçenin avantajları birleştirilerek, dinamik davranışlara daha iyi karşılık verebilen bir sızdırmazlık

elemanı elde edilir. Bütün basınç düşümü fırça keçe üzerinde olması istenmeyeceği için akışın durumuna göre fırça keçenin yerleştirileceği yer yani labirent diş aralığı belirlenir. Böylece basınç düşümü fırça keçe yanı sıra labirent keçe dişlerine de dağıtılmaktadır. Aşağıda Şekil 1.21’de tipik bir kombine keçe geometrik şeması gösterilmiştir.



Şekil 1.21. Kombine labirent-fırça keçe şeması.

Diğer sızdırmazlık elemanları hakkında bilgiler literatürde (Chupp, 2010; ESDU, 2009) bulunmaktadır ve konu bütünlüğü açısından tüm sızdırmazlık elemanları hakkında bilgi buraya alınmamıştır. Tez konusu olan labirent keçeler, takip eden başlık altında detaylı olarak incelenmiştir.

1.4. Labirent Keçeler

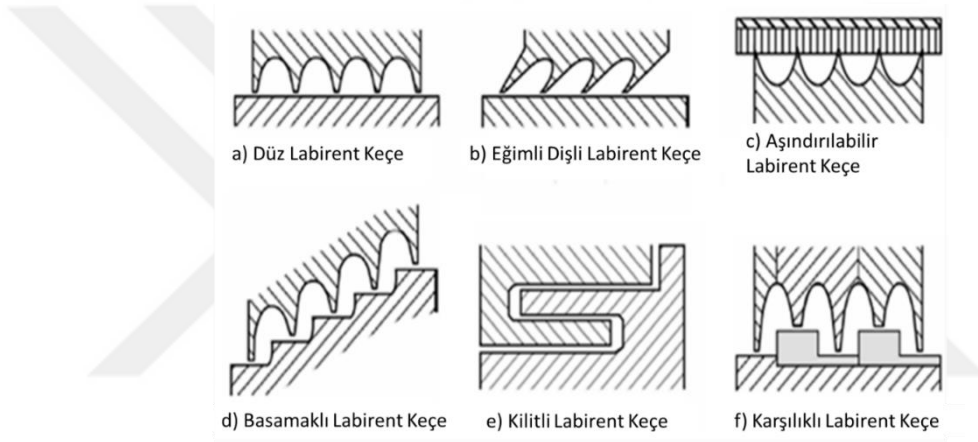
Neredeyse bütün turbomakinalarda, sabit ve dönen parçalar arasında kaçak debi kontrolünü sağlamak için labirent keçeler kullanılır. Labirent keçeler genel olarak yan yana sıralanmış dişlerden oluşur. Dişlerin şekli, dizilimi, aralarındaki hatve vs. farklı olabilmektedir. Bu dişler sadece rotor veya sadece stator yüzeyine yerleştirilebildiği gibi, her iki tarafa da aynı anda yerleştirilebilmektedir. Labirent keçe dişleri ile karşı yüzey arasında; geçici rejim davranışı, türbin ısı genleşmesi ve rotor dinamiğinin de hesaba katıldığı minimum bir açıklık bırakılır. Bu sayede oluşan minimum açıklık ve

Dişler arasındaki hatve genelde dikdörtgen yapıdadır ve açıklıktan yaklaşık 6 kat daha büyük olacak şekilde tasarlanır (Chupp, 2010). Labirent keçe diş geometrisinin keskinliği, sızdırmazlık performansı için önemli bir parametredir. Aşağıda Şekil 1.22’de labirent dişlerin rotora yerleştirildiği tipik bir labirent keçe geometrisi ve akım çizgileri oluşumu gösterilmiştir. Akış, yüksek basınçlı giriş bölgesinden düşük basınçlı çıkış bölgesine doğru oluşmaktadır. Bu akışın oluşturan sürücü kuvvet giriş-çıkış bölgeleri arasındaki basınç farkıdır. Giriş bölgesinden yüksek basınçla giren havanın basıncı, dişlerden geçerken düşmektedir. Bu basınç düşümünün birincil nedeni kesit daralmasıdır. Akış dişler arasından geçerken diş boşluklarında sirkülasyonlar oluşturur. Bu sirkülasyonların çokluğu doğrudan geometrinin yapısıyla ilgilidir ve sızdırmazlık performansını doğrudan etkilemektedir. Labirent keçelerde her bir diş üstündeki açıklıkta basınç kademeli olarak düşer. Daralan diş üstü açıklıklarında hızda artış olur.



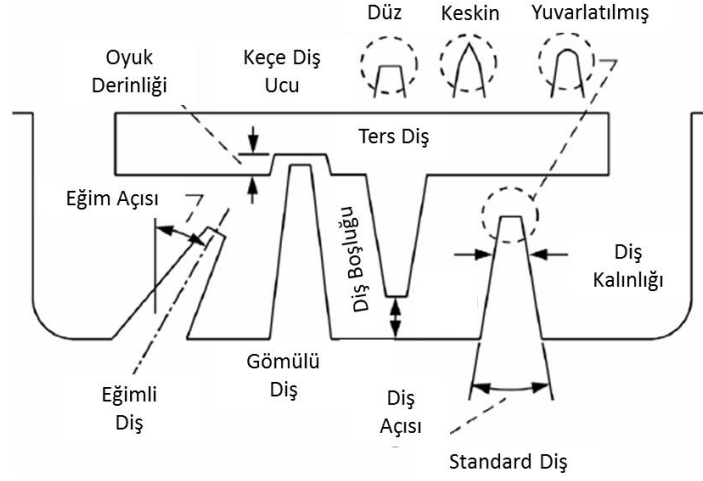
Labirent keçeler, dış konstrüksiyonlarına göre Şekil 1.23’de gösterildiği gibi aşağıdaki şekilde sınıflandırılırlar:

- | | | |
|----|-------------------------------|--------------------------------|
| a) | Düz labirent keçe | (Straight labyrinth seal) |
| b) | Eğimli dişli labirent keçe | (Slanted-tooth labyrinth seal) |
| c) | Aşındırılabilir labirent keçe | (Abradable labyrinth seal) |
| d) | Basamaklı labirent keçe | (Stepped labyrinth seal) |
| e) | Kilitli labirent keçe | (Interlocking labyrinth seal) |
| f) | Karşılıklı labirent keçe | (Staggered labyrinth seal) |



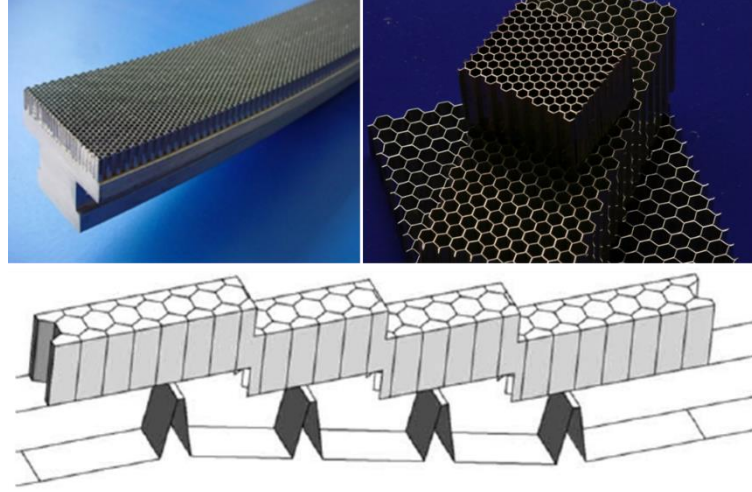
Şekil 1.23. Labirent keçe çeşitleri (Chupp, 2010)

Labirent keçelerde, keçe çeşidine göre geometrik parametreler değişmektedir. Aşağıda Şekil 1.24’de bazı keçelerin geometrik parametreleri gösterilmiştir.



Şekil 1.24. Labirent keçe geometrik parametreleri (Chupp, 2006)

Labirent keçeler, basit yapılı olmalarının avantajı olarak üzerinde çeşitli değişiklikler yapılarak yeni sızdırmazlık elemanları geliştirilmiştir. Bunlara en çarpıcı örnek labirent keçenin bal peteği ile uygulanmasıdır. Labirent keçenin bal peteği ile birlikte uygulanmasında, Şekil 1.25'te gösterildiği gibi, labirent dişlerinin karşısına kolay aşınabilir bal peteği şeklinde bir karşı yüzey yerleştirilir. Akışın bu yüzeydeki odacıklara girerek akması esnasında oluşacak girdapçıklardan kaynaklı akış düzensizliği ve sürtünme artışından labirent keçe daha az kaçırılmaktadır. Türbin geçici rejim durumunda ise labirent keçe dişleri bu yüzeye temas eder ve dişler en az zararı görecektir şekilde bal peteği yüzeyini aşındırır. Böylece sızdırmazlık elemanının kullanım ömrünü artırması yanında girintili bal peteği yüzeyi sayesinde kaçak debi daha da düşer.

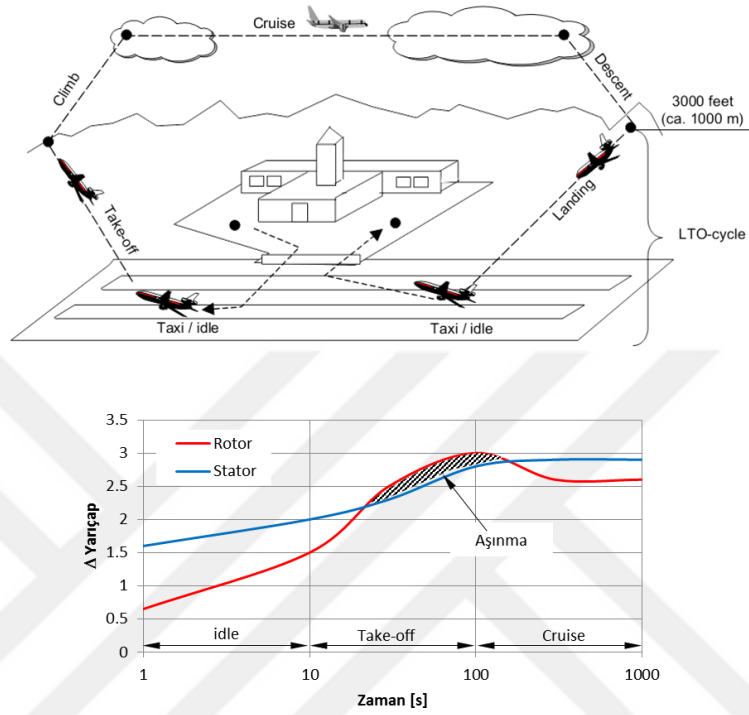


Şekil 1.25. Balpeteği keçe geometrisi

Labirent keçeler, kaçak debi kontrolünde iyi olmalarına rağmen dinamik değişimlere kalıcı deformasyondan dolayı iyi cevap verememekte ve turbomakinada sızdırmazlık artışına yol açmaktadır. Buna rağmen, labirent keçeler tubomakinalarda uzun yıllardır kullanılmaktadır ve güvenilirlik-sağlamlık olarak kendilerini ispatlamışlardır. Bu sebeple neredeyse tüm turbomakina uygulamalarında kullanılmaktadır.

Aşağıda Şekil 1.26’de bir hava platformu için iniş-kalkış çevrimi (LTO Cycle) ve rotor-stator bağıl hareketi gösterilmiştir. Tipik bir motor çalışma çevrimi, boşa, kalkış, tırmanış, seyir, uçuş rölantisi, iniş ve tekrar boşa şeklindedir. Tüm bu işlemler sırasında gaz türbini motoru farklı güç seviyelerine maruz kalmıştır. Özellikle güç geçişleri arasında, termo-mekanik genleşmeler, santrifüj kuvveti ve titreşim nedeniyle oluşan bağıl hareketi nedeniyle rotor-stator açıklığı değişir. Ayrıca manevra yerçekimi kuvveti rotor-stator sürtünmesinde etkindir. Şekil 1.26’de kalkış sırasında rotor-stator hareketi görülmektedir. Kalkış durumunda rotor statordan daha hızlı genişler ve sürtünme meydana gelir. Daha sonra rotor eski konumuna geri döner ve kalıcı açıklık artışı meydana gelir. Aşınma esnasında ise diş uçları mantar ve yuvarlatılmış diş gibi değişik şekiller alabilmektedir. Açıklık artışı ise oluşan aşınmış diş geometrisine de bağlı olarak kaçak debiyi artırmaktadır. Böylece türbin verim ve performansı düşmektedir. Türbinin ömür çevrimi içinde önemli olan kaçak debi artışının hangi

seviyede olduğuna dair literatürdeki çalışmalar oldukça kısıtlıdır ve konu bir bilinmeyen olarak önemini korumaktadır.



Şekil 1.26. Uçağın iniş-kalkış çevrimi (Emission Inventory Guidebook, 2001) ve rotor-stator bağlı hareketi

Bu tez çalışması kapsamında gaz türbinli motorlarda kullanılan labirent keçelerdeki aşınmanın tasarım aşamasında öngörülemeyen kaçak debiye etkisi incelenmiştir. Konu incelemesine aşağıdaki bölümde labirent keçelerde karşılaşılan aşınma çeşitleri ile başlanmıştır.

1.5. Labirent Keçelerde Oluşan Aşınma Çeşitleri

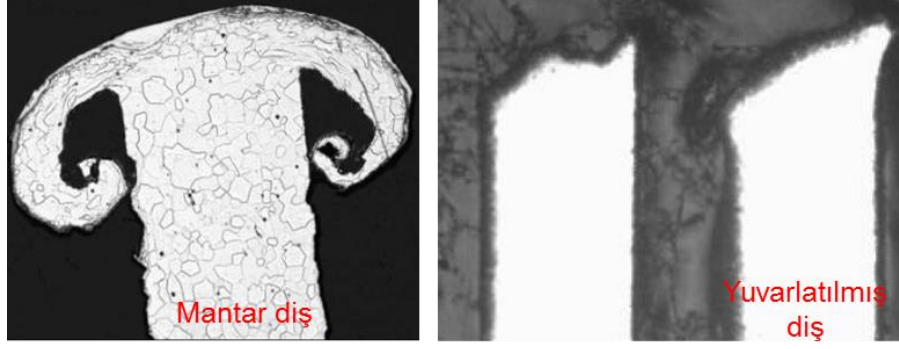
Labirent keçelerde kaçak debiyi sınırlayıcı en önemli parametre açıklıktır. Bu açıklık, türbin geçici rejimindeki rotor-stator izafi hareketlerine bağlı olarak kapanabilir (Lattime, 2002). Açıklığın kapanmasıyla birlikte labirent keçe dişleri statora sürtmeye ve aşınmaya başlamaktadır. Aşınma esnasında ise diş uçları değişik şekiller alabilmektedir. Aşınmış diş geometrisine bağlı olarak sızdırmazlık performansı olumsuz şekilde etkilenmektedir ve motor verimi, performansını, ömrünü ve dayanıklılığını düşürmektedir (Ludwig, 1974; Chupp, 2006). Labirent keçeler tasarım değerlerinin dışına çıktığında, motor verimi ve performansı sırasıyla %10 ve %21'e kadar düşebilir (Ludwig, 1974). Türbinin ömür çevrimi içinde önemli olan kaçak debi artışının hangi seviyede olduğuna dair literatürdeki çalışmalar oldukça sınırlıdır ve konu bilinmeyen olarak önemini korumaktadır.

Labirent dişler, türbin geçici rejiminde rotor-stator ikilisinin izafi olarak radyal ve/veya eksenel hareketi sonucu, dişlerin yerleştirildiği yere göre rotora ya da statora sürtünerek aşınır. Labirent diş ve karşı yüzey malzeme çiftine bağlı olarak aşınma; sadece diş, sadece karşı yüzey veya her ikisinin aşınması şeklinde gerçekleşebilir. Yine malzeme çiftine bağlı olarak karşı yüzeyde oyuk da oluşabilir. Labirent dişin aşınmasına yönelik buhar ve gaz türbinlerinde karşılaşılan iki tür diş aşınma şeklinin olduğu deneysel çalışmalarda ve motor bakımlarında gözlenmiştir. Bu labirent diş aşınma geometrileri,

- a) mantar diş aşınması
- b) yuvarlatılmış diş aşınması

şeklindedir.

Literatürde mantar diş aşınmasının (Zimmermann, 1994; Ghasripor, 2004; Pychynski 2016) ve yuvarlatılmış diş aşınmasının (Zimmermann, 1994; Chougule, 2006; Delebare, 2014) fotoğraflandığı yayınlar bulunmaktadır. Labirent diş ucunun aşınmasına yönelik aşağıda Şekil 1.27'te gösterilen buhar ve gaz türbinlerinde karşılaşılan iki tür diş aşınma çeşidi bulunmaktadır (Ghasripor, 2004).



Şekil 1.27. Mantar ve yuvarlatılmış diş aşınmaları (Ghasripoor, 2004)

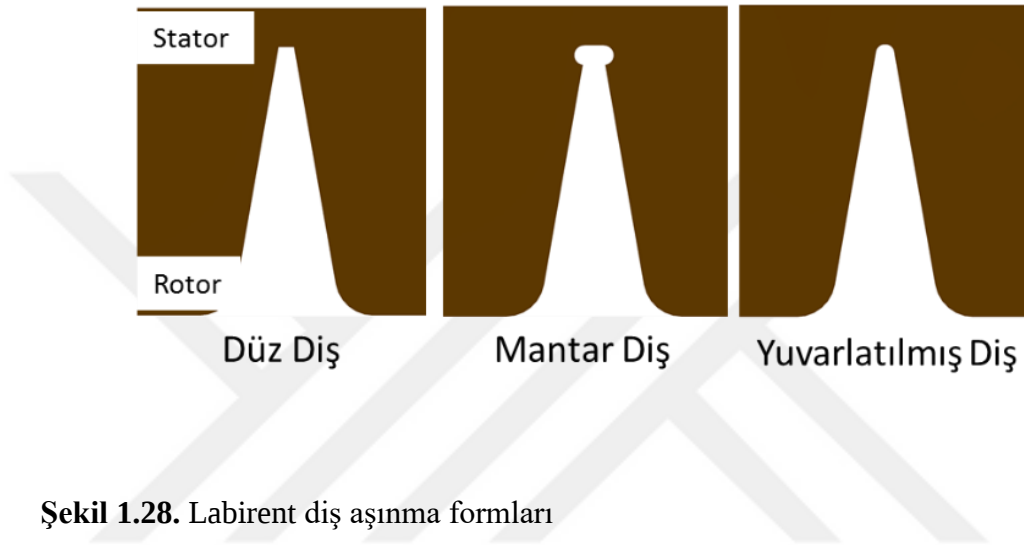
Literatürde, mantar diş aşınmasındaki kaçak debi değişiminin incelendiği (Xu, 2006; Doğu vd., 2015; Doğu vd., 2016) ve yuvarlatılmış diş aşınmasındaki kaçak debi değişiminin incelendiği (Rhode, 2001; Doğu vd., 2016) yayınlar bulunmaktadır. Fakat literatürde iki aşınma çeşidinin de kaçak debi bakımından karşılaştırması ve sızdırmazlık performansına etkisinin incelendiği kısıtlı (Doğu vd., 2015; Doğu vd., 2016) yayın bulunmaktadır. Bu tez kapsamında labirent keçelerde görülen aşınma çeşitlerinin sızdırmazlık performansına etkisinin incelenmesi amaçlanmıştır.

Mantar diş aşınması, karşı yüzey dişe göre daha sert bir malzemeden yapılırsa oluşmaktadır. Karşı yüzeyde aşınma gözlenmez, dişte ise uç kısmında eriyen malzemeler dişin yan tarafını doldurarak mantar şeklinde bir diş formu oluşturur. Yuvarlatılmış diş aşınması ise, karşı yüzey dişe göre daha yumuşak bir malzemeden yapılırsa gözlenmektedir. Aşınmadan dolayı dişin keskin köşelerinde yuvarlanma meydana gelir. Karşı yüzeyde oyuk da oluşabilir. Bu oyuklar dişin aksel ve radyal hareketine göre dikdörtgen, yamuk, üçgen veya eliptik şekilde oluşabilir.

Aşağıda, Şekil 1.28’da aşınma çeşitlerinin HAD analizinde kullanılacak diş ucu geometrileri şematik olarak gösterilmiştir. Bu tez kapsamında, her iki diş ucu aşınma geometrisinin kaçak debi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Tez kapsamında labirent dişler uygulama yeri dikkate alınarak rotor üzerine yerleştirilmiştir. Dolayısıyla; rotorla dönen dişler, sabit statora değerek aşınmaktadır. Tez kapsamında, aşağıda listelenen 3 farklı diş geometrisi incelenmiştir:

- 1) Düz diş
- 2) Mantar diş
- 3) Yuvarlatılmış diş

Bu diş geometrileri için analizler sonucunda elde edilen sızdırmazlık performansı detaylı olarak sonuç kısmında değerlendirilmiştir.



Şekil 1.28. Labirent diş aşınma formları

Havacılık motorlarında ve güç santrali türbinlerindeki labirent keçe dişlerinin aşınmaları farklılık göstermektedir. Havacılık motorlarında kullanılan labirent keçe dişlerinde kaplama kullanıldığı için genelde yuvarlatılmış diş aşınması, güç santrali türbinlerinde kullanılan labirent keçelerde ise kaplama kullanılmadığı için genelde mantar diş aşınması gerçekleşmektedir.

Aşağıda labirent keçe dişlerinde yaygın gerçekleşen aşınma geometrileri detaylandırılarak değerlendirilmiştir.

1.5.1. Mantar Diş Aşınması

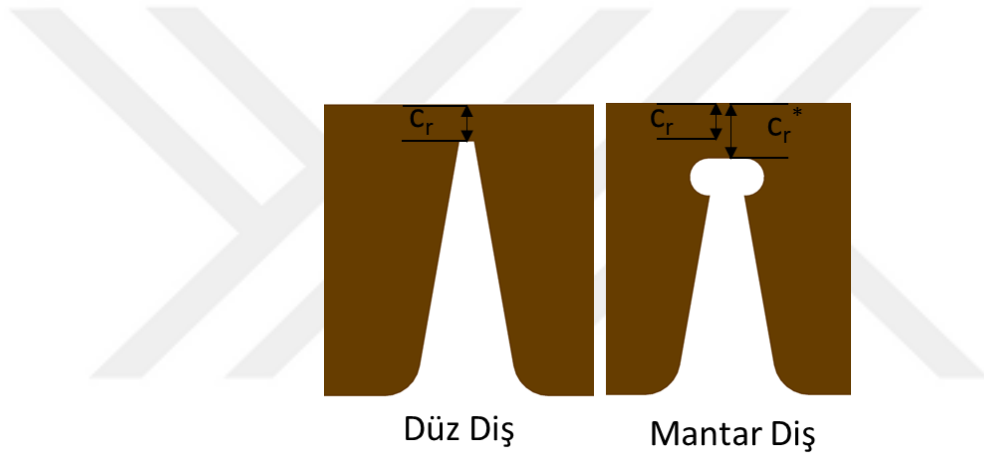
Mantar diş aşınması genelde güç santrali türbinlerinde kullanılan labirent keçelerde görülmektedir. Aşağıda, Şekil 1.29’de değişik türbinlerde mantar diş aşınması oluşmuş dişlere ait fotoğraflar görülmektedir (Neef, 2006).



Şekil 1.29. Mantar diş aşınması oluşmuş labirent keçe örnekleri (Neef, 2006)

Mantar diş aşınmasında, karşı yüzeyin malzemesi diş malzemesine göre daha sert olduğundan diş ucu aşınır. Diş uçları karşı yüzeye temas ettiğinde sürtünmenin oluşturduğu ısı ile erimeye başlar, malzeme kaybı olur ve keskin köşeli diş yapısı mantar şekline benzer bir forma dönüşür. Geçici rejimin ardından rotor ve stator nominal çalışma şartlarına göre pozisyonlandıklarında, geçici rejimde diş uçlarının aşınması ile oluşan malzeme ve form kaybı nominal şartlardaki diş açıklığının daha fazla olması ile

sonuçlanır. Böylece aşınmaya bağlı öngörülemeyen ve kalıcı olan bir kaçak debi artışı oluşur. Bu artışın başlıca iki sebebi vardır. Birincisi ve en önemlisi, aşınmadan dolayı diş açıklığının artmasıdır. Kaçak debi açıklık ile doğrudan orantılı olduğu için açıklık arttıkça kaçak debi artacaktır. İkincisi ise, mantar diş geometrisinin düz dişe göre daha yuvarlak hatlara sahip olmasıdır. Mantar dişte düz dişe göre yerel kayıplar daha azdır ve yüzeyden ayrılmalar daha az oluşur. Her iki sebepten dolayı da, mantar dişte düz dişe göre kaçak debi artar. Aşağıda Şekil 1.30’de mantar diş aşınması ile birlikte açıklık artışı gösterilmiştir. Bu tez çalışmasında aşınmış mantar diş geometrisine göre kaçak debideki değişim, labirent keçe çalışma şartlarına göre belirlenmiştir ve yukarıda izah edilen iki etki de ayrı ayrı incelenmiştir.

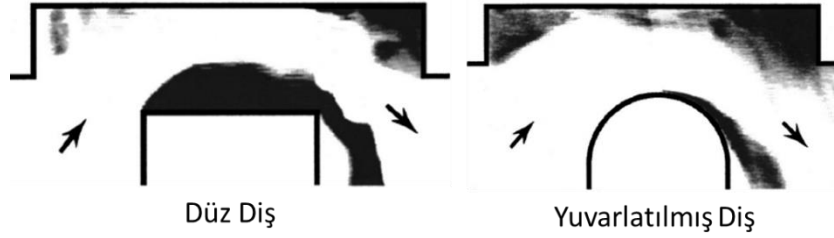


Şekil 1.30. Mantar diş aşınması ile birlikte açıklık artışı

1.5.2. Yuvarlatılmış Diş Aşınması

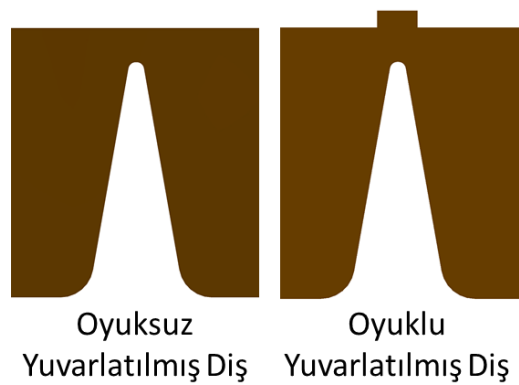
Yuvarlatılmış diş aşınması genelde havacılık motorlarında karşılaşılan bir durumdur. Aşağıda Şekil 1.31’de düz diş ve aşınan yuvarlatılmış diş gösterilmiştir (Rhode, 2001). Yuvarlatılmış diş aşınmasında karşı yüzeyin malzemesi dişe göre daha yumuşak bir malzemedir (kaplama) seçildiği için, diş üzerinde mantar diş aşınmasındaki gibi ciddi bir aşınma gözlenmez. Onun yerine dişlerin keskin köşeleri tıraşlanarak daha yuvarlak hatlara sahip diş oluşur. Yuvarlatılmış diş aşınması gerçekleşirken, aynı zamanda, karşı yüzeyin malzemesine bağlı olarak karşı yüzeyde bir oyuk da oluşabilmektedir.

Hatta bu durum aşındırılabilir sızdırmazlık elemanı uygulamalarında özellikle de istenebilmektedir.



Şekil 1.31. Düz diş ve yuvarlatılmış diş (Rhode, 2001)

Aşağıda Şekil 1.32’de oyuklu ve oyuksuz yuvarlatılmış diş aşınmasının geometrileri gösterilmiştir. Bu oyuk, geçici rejimdeki rotor-stator ikilisinin radyal-eksenel hareketine bağlı olarak gelişen aşınmaya göre derinleşebilir ve/veya genişleyebilir. Yuvarlatılmış diş geometrisi, düz dişe göre daha yuvarlak hatlara sahip olduğundan dolayı daha fazla debi kaçıracaktır. Ayrıca, oyuk oluşması kısılmanın olduğu bölgede diş ile stator arasındaki mesafeyi arttıracığından dolayı, sızdırmazlık performansını etkileyecektir.



Şekil 1.32. Yuvarlatılmış diş geometrileri

Tez çalışması kapsamında; tüm diş geometrilerinin (düz, mantar ve yuvarlatılmış diş) labirent keçe sızdırmazlığı üzerindeki etkileri birçok çalışma parametresi dikkate alınarak HAD analizleri ile incelenmiştir.

Takip eden bölümde konu hakkında geniş bir literatür taraması verilmiştir.

1.6. Literatür Taraması

Labirent keçeler üzerinde ilk kullanılışından itibaren süregelen araştırma ve geliştirilmeler yapılmaktadır. İlk çalışmalar daha çok deneysel ve teorik çalışmalardır (Martin, 1908; Stodola, 1927; Gercke, 1934; Egli, 1935; Hodkinson, 1939; Kearton, 1952; Vermes, 1961). Bu ilk çalışmalar daha çok labirent keçeler için debi korelasyonları üzerinedir. Bu debi korelasyonları takip eden bölümlerde detaylı şekilde incelenecektir. Daha sonraki çalışmalarda ise labirent keçe geometrisinin ve çalışma şartlarının (eksenel diş pozisyonu, basınç oranı, diş sayısı, rotor dönüş hızı, sürtünme, aşınma, vb.) kaçak debiye etkisi incelenmiştir. Ayrıca, labirent keçe dişlerinin karşısına bal peteği yerleştirilmesi veya dişlerin arasına fırça keçe yerleştirilmesi durumları da inceleme konusu olmuştur. Literatürde, aşınmış diş geometrisi üzerine oldukça sınırlı sayıda çalışma bulunmaktadır.

Labirent keçe uygulamasının önemine dikkat çeken bir çalışmada, Ludwig (1974) gaz türbinli uçak motorlarında kullanılan keçeler üzerine bir deneysel bir çalışma yapmıştır. Açıklık miktarının, diş geometrisinin, aşınma durumunun, termal etkilerin keçe performansına etkisini incelemiştir. Zamanındaki sızdırmazlık elemanları hakkında bilgiler vermiştir. Kötü tasarlanan keçelerin türbin verimi ve performansını sırasıyla %10 ve %21 civarında düşürdüğünü vurgulanmıştır.

Stocker (1975), ileri labirent keçe tasarımı için deneyler gerçekleştirmiştir. Bu çalışmasında, gaz türbini verimi açısından, ikincil hava bölgesindeki sınırlı iyileştirmelerin, gaz türbininin diğer ana bölgelerindeki iyileştirmeler yanında çok zayıf kalacağından bahsetmiştir. Fakat kaçak debideki %1 azalma, sivil havacılıkta kullanılan motorların özgül yakıt sarfiyatında %0,1 azalış, itme kuvvetinde %0,8 artış, askeri alanda kullanılan motorların özgül yakıt sarfiyatında %0,3 azalış, itme kuvvetinde %1

artış olacağına değinmiştir. Yeni labirent keçe tasarımları için yaptığı deneylerde akışkan olarak su kullanmıştır ve 10:1 ölçekte rotor dönüş etkisi %3,5'den küçük olduğu için ihmal etmiştir. Yapılan deneylerde, yeni labirent keçe tasarımlarında kaçak debi eski labirent keçeye göre %10,7-25 arasında azalma göstermiştir. Deneylerinde dış boşluğu içindeki türbülans arttığı için dağılım enerjisine bağlı olarak genel verimde de artış görülmüştür.

Stocker vd. (1977), optimum labirent keçe tasarımı için açıklık miktarı, basamak yüksekliği, dış yüksekliği, dış hatvesi, dış açısı, dış sayısı ve rotor dönüş hızının kaçak debiye etkisini deneysel yöntem ile incelemiştir. Uçak motorlarında kullanılan labirent keçeler için 0,25 mm derinliğinde, 0,60 mm genişliğinde bir oyuk ekleyerek deneyler yapmıştır. Oyuğu dişe göre giriş, merkez ve çıkış kısımları olmak üzere üç pozisyonda incelemiştir. İlginç bir şekilde labirent keçelerde oyuk olduğu zaman kaçak debide bir miktar azalış gözlemlemiştir. Fakat daha sonraki araştırmacıların bu konuda buldukları sonuçlar ile uyuşmamıştır. Ayrıca, dişlerin karşısına bal peteği yerleştirme üzerine çalışmalar da yapmıştır. Dişlerin karşısına bal peteği yerleştirildiğinde düz dişe göre %24 daha az debi kaçırdığını belirlemiştir. Sonuç olarak, optimize edilmiş basamaklı ve düz labirent keçeler, eski haline göre sırasıyla %25 ve %54 daha az debi kaçırdığını belirlemiştir.

Wittig (1983), labirent keçelerdeki kaçak debi kayıpları üzerine ölçekleme etkisini deneysel yöntem ile incelemiştir. Yapılan deneylerde, sürtünme ve debi katsayılarını, Re sayısı, basınç oranı, boyutsuz geometrinin fonksiyonu olduğunu gözlemlemiştir. Ölçekli türbülans yapısındaki değişimlerden, gözlemlenen bazı davranışların sorumlu olduğu belirlenmiştir. Buna göre, yukarıda verilen değişkenlere, özgül ısıların oranının ve türbülans yoğunluğunun da debi katsayısının fonksiyonu olduğu eklenebilir.

Demko vd. (1990), rotor dönüş hızının labirent keçelerdeki kaçak debiye etkisinin deneysel ve sayısal yöntem ile incelemiştir. Rotor dönüş hızının basınç düşümü üzerine etkisini belirlemek üzerine bir kayıp katsayısı sunulmuştur. Ayrıca, rotor dönüş hızının belli bir noktanın üzerine çıktığı durumlarda, keçe boşluğunda, kaçak debiyi azaltmaya yardımcı ikincil akış bölgelerinin olduğu gözlemlenmiştir. Fakat ikincil akış bölgeleri yüksek rotor dönüş hızına ulaşana kadar gözlemlenmemiştir.

Washcka vd. (1992), yüksek hızda dönen tipik düz labirent keçeleri, sıkıştırılabilir akış için ve deneysel yöntem kullanarak, kaçak debi ve ısı transferi bakımından incelemiştir. Deneylerinde 3000 rpm rotor dönüş hızına kadar çıkmıştır. Düşük Re sayısı, yüksek Ta sayısına sahip bir labirent keçe analizi için, rotor dönüş hızı ihmal edilemeyeceğini bulmuştur. Düşük Re sayısında, rotor dönüş hızı arttıkça debi katsayısında önemli bir azalma gözlemlenmiştir. Deneylerin sonunda, dönüş hızının etkisi, Ta/Re oranı 0,2'den sonra kaçak debide azalma, ısı transferinde artış olarak görülmüştür.

Rhode ve Hibbs (1992), gaz türbinlerinde kullanılan labirent keçelerdeki diş kalınlıklarının, kaçak debi performansına etkisini incelemiştir. Girdap gelişiminin, kalın dişte ince dişe göre bir miktar daha fazla olduğunu bulmuştur. Ayrıca, düz dişler için diş kalınlığının kaçak debiden hemen hemen bağımsız olduğu ve ikinci boşluktaki türbülans enerji ve türbülans uzunluk skalası, ilk boşluğa göre kesin bir artış gösterdiği bulunmuştur. Ayrıca, makalelerinde, kaçak debi korelasyonlarının incelemiştir ve birbirlerinden farklılıklarına değinmiştir.

Zimmermann (1994), düz ve basamaklı labirent keçelerdeki aşınma durumuna deneysel ve sayısal olarak detaylı bir şekilde inceleyen ilk araştırmacıların başında gelmektedir. Diş kaplamaları ve rotor veya statorun birbirine göre göreceli hareketi nedeniyle dişler üzerinde yuvarlatılmış diş ucu ya da karşı yüzeyde oyuk oluşması gibi ciddi yüzey kusurlarının oluştuğuna değinmiştir. Çalışmasında, debi katsayısı ve taşınım katsayısı olmak üzere iki tane kayıp katsayısı kullanmıştır. Orifis akışındaki köşe yuvarlatma etkisinin labirent keçelere göre çok daha fazla olduğunu belirlemiştir. Deneylerin, oyuk derinliği 0,20 mm, oyuk genişliği 0,75 mm açılığı ise 0,20 mm ve 0,40 mm olarak kullanmıştır. Özellikle basamaklı labirent keçelerde olmak üzere, oyuk oluşumu kaçak debiyi ciddi oranda arttırdığını bulmuştur.

El-Gamal (1996), yapmış olduğu çalışmada, durgun ve dönüş şartları altında çalışan, farklı diş profillerine sahip labirent keçelerin kaçak debi davranışını, laminar sıkıştırılamaz akış için incelemiştir. Bu amaçla, 3 boyutlu, eksenel simetrik modelleme baz alınarak, momentum ve süreklilik denklemleri düşük diş yüksekliği yarıçap oranına sahip labirent keçeler için çözülmüştür. Çalışmada şaftın dönmesinin, sadece yukarı doğru-basamaklı keçe için faydalı olduğu, şaft üzerinde veya stator üzerinde

dişlerin bulunduğu keçeler için herhangi bir etkisinin olmadığı, aşağı doğru-basamaklı labirent keçe için ise olumsuz bir etkisinin olduğu görülmüştür. Ayrıca giriş bölgesinde küçük bir boşluğun kullanılmasıyla birlikte şaft üzerinde dişlerin bulunduğu keçenin ve aşağı doğru-basamaklı labirent keçenin performanslarının yükseklik genişlik oranlarına bağlı olarak iyileştirildiği görülmüştür.

Rhode ve Allen (1998), düz labirent keçeler için aşınmalardan kaynaklanan, statorda bir oyuk oluşması durumunu incelemiştir. Oyuğun eksenel genişliği arttığı zaman, kaçak debinin büyük oranda arttığını bulmuştur. Küçük açıklıktaki orta ve büyük oyuk genişliğinde, kaçak debinin %50 oranında arttığı, orta açıklıktaki orta ve büyük oyuk genişliğinde, düşük Re sayısında kaçak debide azalış ve büyük Re sayısında ise artış gözlemlenmiştir. Büyük açıklıkta ise, düşük Re sayısında kaçak debi de %40 azalış, büyük Re sayısında kaçak debide %200 azalış gözlemlenmiştir. Alışılmışın dışında büyük bir sirkülasyon bölgesi oluşması, akışın oluğa hızlı bir şekilde dolması, akışın hızlı ve açılı bir şekilde diğer boşluğa dolması, oyuk oluşumunun etkileri arasındadır.

Rhode ve Allen (2001), basamaklı labirent keçeler için aşınmalardan kaynaklanan, dişlerdeki yuvarlanma ve statorda bir oyuk oluşması durumunu incelemiştir. Çalışılan büyük bir adım yüksekliği için, kaçak debi direncindeki düşüş, sırasıyla, küçük, orta ve büyük oyuklar için % 85, % 55 ve % 70 olduğu gözlemlenmiştir. En yüksekten en düşüğe kaçak debi direnci genellikle, oyuksuz-düz diş, oyuksuz-yuvarlatılmış diş oyuklu-düz diş ve oyuklu-yuvarlatılmış diş şeklinde olduğunu gözlenmiştir.

Willenberg vd. (2001) ise Re sayısı ve basınç oranının etkisi basamaklı labirent keçeler için belirlenmiştir. Modern jet motorları için basamaklı labirent keçe geometrileri araştırılarak, ısı transferi ve debi ölçümleriyle beraber çeşitli keçe hesaplamaları, 2 uçak modeli için elde edilmiştir. Basınç oranı, keçe çıkışındaki geri basıncın ayarlanmasıyla, değiştirilmiştir. Basınç oranı, Re sayısı, diş ucu geometrisi ve keçe boşluğu tüm sızdırmazlık performansını etkilemiştir. Sonlu elemanlar yöntemiyle hesaplanan duvar ve akışkan sıcaklıkları kullanılarak, yerel ısı transferi katsayıları belirlenmiştir. Isı transferinin sıkıştırılabilirliğe etkisinin çok küçük olduğu gözlemlenmiştir. İki keçe için farklı diş ucu geometrilerinde farklı sızdırmazlık performansı gözlemlenmiştir. Büyük köşe yarıçapı 13 olan model, 43 olan modelden %30 daha küçük debi katsayısına (c_d) sahip olduğu gözlemlenmiştir. Diş ucu

geometrisinin, cd için önemli bir değişken olduğu tespit edilmiştir. Düşük Re sayısına sahip bölgelerdeki debi katsayısı önemli ölçüde artış gösterdiği belirlenmiştir. Yeteri kadar yüksek bir Re sayısına sahip bir bölge için debi katsayısı, sadece debi katsayıları ve basınç düşüm oranına bağlı olduğu gözlemlenmiştir. Boşluk genişliğinin yerel Nu sayısı için hiçbir etkisi yoktur. Yerel Nu sayısı, sadece Re sayısının artmasıyla arttığı belirlenmiştir.

Denecke vd. (2003), labirent keçelerde statorda aşınmadan kaynaklı bir oyuk oluşması durumunda, oluşan oyukun kaçak debiye etkisini deneysel yöntem ile incelemiştir. Gaz türbinlerinde yaygın biçimde kullanılan, düz labirent keçe, ileriye dönük adımlarla basamaklı labirent keçe ve geriye dönük adımlarla basamaklı labirent keçe üç labirent keçe tipi incelemiştir. Labirent keçe çeşidinin etkisinin ihmal edilebilir seviyede olduğunu ve oyuk oluşumunun kaçak debi üzerinde büyük bir etkisinin olduğunu gözlemlemiştir. Zimmermann ve Wolf (1987) denklemi düz labirent keçelerde oluşan oyuklar için belirli bir oyuk derinliği-genişliği oranı içerisinde, deneysel veriler ile eşleşmiştir. Zimmermann denklemi oyuklu düz labirent keçelerde kullanmak için oyuk derinliği-genişliği oranını denkleme dahil etmiştir. Ayrıca bu korelasyon basamaklı labirent keçelerde doğru sonuç vermemiştir. Geriye dönük adımlarla basamaklı labirent keçe, düz labirent keçeye benzer bir davranış göstermiştir. Fakat basamaklı labirent keçe de debi katsayısının azalmasına yol açan kinetik taşınım etkisi daha az olduğu gözlemlenmiştir. İleriye dönük adımlarla basamaklı labirent keçe ise, bu üç keçe tipi arasında ün küçük debi katsayısına sahip keçe tipi olduğu belirlenmiştir. Rhode ve Allen (1998), ileriye dönük adımlarla basamaklı labirent keçede bazı durumlarda, oyuk oluşumunun kaçak debiyi azalttığını bildirmiştir.

Ghasripoor vd. (2004), keçe dizaynının yanlış yapılması, başlatma, kapatma gibi nedenlerden dolayı türbinin geçici rejime girmesi ve sıcak yeniden başlatmanın sık yapılması gibi nedenlerden dolayı şerit keçelerde meydana gelen ve kaçak debinin artışına sebep olan aşınmaları incelemiştir. Ayrıca, makalesinde, mantar diş aşınması oluşmuş bir şerit keçe dişinin fotoğrafını paylaşmıştır. Tez kapsamındaki mantar diş aşınması için yapılacak analizlerdeki geometri, bu fotoğraf baz alınarak oluşturulmuştur.

Rhode ve Adams (2004a), düz labirent keçelerde statorun aşınması durumunda dış pozisyonunun, sızdırmazlık performansına etkisini sayısal yöntem ile incelemiştir. 2-Boyutlu yaptığı HAD analizlerinde k-epsilon türbülans modeli ve standart duvar fonksiyonu kullanmıştır. Analizlerinde kullandığı bütün oyuklar dikdörtgen yapılıdır. Oyukların ölçülerini, Zimmermann vd. (1994) ve Stocker vd. (1977) çalışmasını temel alarak seçmiştir. Oyuk derinliği 0,102 mm ve 0,305 mm, oyuk genişliği 0,762 mm ve 1,524 mm seçilmiştir. Tüm analizlerinde açıklık 0,203 mm'dir. Dış eksenel konumuna en hassas oyuk, derin-geniş oyuk olmuştur. En az duyarlı oluk ise sık-dar oyuk olmuştur. Oyuğun merkezindeki dişler için en verimli derin-geniş oyuk olmuştur. En verimli ise derin dar oyuk olmuştur.

Rhode ve Adams (2004b), labirent keçelerde aşınmadan kaynaklı oluşan oyukların genişliğinin ve derinliğinin akış karakteristiğine etkisini incelemiştir. k-ε türbülans modeli kullanmıştır. Oluşan oyukların radyal boşluğu arttırdığı için genellikle kaçak debiyi arttırdığını, dar oyukların geniş oyuklara göre daha az debi kaçırdığını gözlemlemiştir.

Yücel (2004), basamaklı labirent keçelerin kaçak debilerinin ve rotor dinamik katsayılarının teorik yöntem ile hesaplamıştır. Bu çalışmada, süreklilik ve çevresel momentum denklemleri basamaklı labirent keçelerdeki sıkıştırılabilir akış için verilmiştir. Aynı zamanda bu denklemler eksenel simetrik çözüm kullanılarak zamana bağlı akış durumundaki eksenel simetrik olmayan bir rotor için de elde edilmiştir. Rotor dinamik katsayıları hesaplanarak deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. 25kPa ve 100kPa basınç farkında yapılan deneylerde, rotor dinamik sertliği ve sönümleme katsayısı, basamaklı labirent keçeler için teorik sonuçlarla uyum içinde olduğu gözlemlenmiştir.

Wang (2004), basamaklı labirent keçeler için eksenel geri çekilme olması durumunu incelemiştir. Analizlerinde Fluent'i kullanmıştır. Witting vd. (1987) ile karşılaştırdığında en doğru sonucu veren türbülans modeli olan k-epsilon RNG'yi standart duvar fonksiyonu ile birlikte kullanmıştır. Beş dişli modelinde, dış rotor çapı 310 mm'dir. Dış yüksekliği 9 mm, diş kalınlığı 2,5 mm, açıklık 1 mm, hatve 28 mm, basamak yüksekliği 3,8 mm'dir. Dış ucu ile basamak mesafesi genel performansı belirleyen özellikler olduğunu gözlemlemiştir.

Vakili (2006), düz labirent keçeler için diş açısının, adım yüksekliğinin, açıklık miktarının, basınç oranı ve rotor dönüş hızının kaçak debiye etkisini deneysel ve sayısal yöntem ile incelemiştir. Sayısal analizlerini, Fluent'te k-epsilon türbülans modeli ve standart duvar fonksiyonu ile yapmıştır. Türbülans değerleri için First order ayrıklaştırma, diğer değerler için second order ayrıklaştırma yöntemi kullanmıştır. Basınç oranı 2, sabit rotor için 90° açılı dişe göre 60° açılı diş %16,87 oranında daha az debi kaçırmıştır. Yaptığı analizler için en iyi yapılandırma olarak, eğimli diş ve dikdörtgen yapılı adım olarak belirlemiştir.

Xu (2006), turbomakinada kullanılan sızdırmazlık elemanlarının, hasara ve aşınmaya uğraması durumunda akış ve sıcaklık alanını sayısal yöntem ile incelemiştir. Doktora tezinde, aşınmalardan dolayı oluşan oyuğun çıkış tarafındaki duvar açısının dişlerin eğilmesi durumunda, dişlerin aşınmalardan dolayı mantar diş geometrisi şekline gelmesi durumunda ve oyuğun dişer göre eksenel pozisyonunun değişmesi durumunda, kaçak debideki değişimi incelemiştir. Ayrıca, daha kolay mesh atabilmek için C++'da programını yazdığı bir mesh oluşturucusu geliştirmiştir. Analizlerini Star-CD adlı HAD analiz programında, Reynolds-Averaged Navier-Stokes denklem sisteminde, k-epsilon türbülans modelini standart duvar fonksiyonu kullanarak yapmıştır. Yapılan analizler sonucunda, labirent keçe dişlerinde meydana gelen hasarın ve aşınmanın kaçak debide büyük bir artış getirdiğini tespit etmiştir. Aşınmalardan kaynaklı açıklık artışının kaçak debiyi önemli ölçüde arttırdığını gözlemlemiştir. Eğilme durumunda, eğilme açısı ve diş yüksekliğine göre yüzdesi, mantar diş durumunda ise, mantar yarıçapı en önemli parametreler olduğunu belirlemiştir. Aşındırılabilir labirent keçelerde oluşan oyuk durumunda ise oyuğun eksenel pozisyonu ve açısı kaçak debi üzerinde etkili olduğunu belirlemiştir.

El-Gamal (2006), labirent keçelerdeki rotor dinamiği ve kaçak debi üzerine çalışmıştır. Doktora tezi çalışmasında, literatürde yoğun bir şekilde kullanılan kaçak debi korelasyonlarını detaylı bir şekilde incelemiştir. Ayrıca, bu korelasyonlardan bazılarını değiştirmiş ve bu değişmiş korelasyonları, literatürdeki sonuçlar ile karşılaştırmıştır. Sonuç olarak, değiştirilmiş korelasyonlar ile gerçeğe daha yakın sonuçlar elde etmiştir. Ayrıca, diş kalınlığı, diş profili, diş boşluğu, boşluk derinliği gibi değişkenlerin kaçak debi üzerindeki etkisini incelemiştir. Diş kalınlığını arttırdıkça, kaçak debi de %10-%20 oranında bir azalma görmüştür. Açıklığın %50'sinden fazla bir pah kırılırsa kaçak debi

de bir artış, %50'sinden az bir pah kırılırsa kaçak debi de azalış gözlemlenmiştir. Eksenel basınç düşümü grafiği olarak, dişler arasında hangisinin daha yüksek basınç yüküne maruz kaldığını incelemiştir.

Chougule (2006), 3-Boyutlu bit model kullanarak CFX'de gerçekleştirdiği analizlerinde, aşınmış bal peteği geometrisinin, sızdırmazlık performansına etkisini incelemiştir. Oyuk boyutlarını gerçek motor üzerinden almıştır. Stocker (Stocker, 1977)'in bazı verileri tekrarlamış ve büyük oranda eşleştirmiştir. Aşınmış keçenin, bütün basınç oranlarında ve açıklıklarda daha fazla kaçırdığını belirlemiştir.

Chupp vd. (2006), turbomakinalarda kullanılan sızdırmazlık elemanlarının verim, operasyon ömrü, çıkış gücü gibi önemli konularla doğrudan ilişkili açıklık kontrolü hakkında bilgiler vermiştir. Türbinde, verim kaybı yaşamadan, yeterli miktarda akışkan debisinin kaçırılması kritik öneme sahiptir. Tasarım değerinden daha az kaçırarak bir keçenin, türbindeki soğutma ve yağlama gibi görevlerin yerine tam getirilememesi sebebiyle türbinin fazla ısınmasına sebep olacağından bahsetmiştir. Bunun ancak kaçak debi kontrolü yani açıklık kontrolü yapılarak mümkün olacağını altını çizmiştir. Ayrıca, çalışmasında, aşınabilir keçe, labirent keçe, fırça keçe gibi başlıca dinamik sızdırmazlık elemanlarının yanında statik, yüz, yağ, tampon sızdırmazlık elemanları hakkında bilgi vermiştir.

Jun vd. (2006), Buhar türbinlerinde kullanılan labirent keçe sızdırmazlık elemanlarının basınç oranının ve diş adımının kaçak debiye etkisini incelemiştir. Bu çalışmada, kaçak debi, yüksek hızla dönen rotora sahip basamaklı ve düz labirent keçeler için Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) çözümü kullanılarak Fluent'te sabit boşluk ve değişken diş geometrileri için bulunmuştur. Her iki labirent keçe içinde sabit basınç oranında diş adımı küçüldüğünde debi katsayısının azaldığı gözlemlenmiştir. Yine her iki labirent keçe için, sabit diş adımı için basınç oranı arttığında debi katsayısının azaldığı gözlemlenmiştir.

Xu vd. (2007), basamaklı labirent keçeler için yuvarlatılmış diş ucu aşınması, aşınma öncesi açıklık miktarı, oluşan oyukların açısı ve dişe göre eksenel pozisyonu değiştirilerek, sayısal yöntem ile incelenmiştir. Analizleri, 2-Boyutlu eksenel-simetrik koordinatlarda, Reynolds-Averaged Navier-Stokes denklem sisteminde ve k-epsilon

türbülans modelini duvar yaklaşımlarıyla beraber kullanmıştır. Oyukların açısının kaçak debi üzerine önemli bir etkisi olduğunu bulmuştur. Diş eksenel pozisyonu, oyuk eksenel genişliği içerisinde konumlandırıldığında, oyuk açısı arttıkça kaçak debi azalmıştır. Diş eksenel pozisyonu, oyuğun çıkışına karşılık geldiği zaman ise, diş açısının artışı ile birlikte kaçak debide bir miktar artış görülmüştür. Aşınma öncesi açıklık miktarı, oluşan oyukların açısı ve dişe göre eksenel pozisyonu değişkenlerindeki küçük değişimler, akış alanını büyük ölçüde değiştirmiştir.

Collins (2007), doktora tezi çalışmasında, bal peteği keçelerdeki aşınmanın etkilerini sayısal ve deneysel yöntem ile incelemiştir. Çalışmasında basınç oranını 1,2'den 3,5'e kadar değiştirmiştir. Açıklığın, basınç oranının ve oyuğun dişe göre pozisyonun sızdırmazlık performansına etkisini araştırmıştır. Oyuk dişin merkezine gelecek şekilde yerleştiği aşınma durumunda kaçak debi, aşınmamış (düz) duruma göre %50 oranında arttığını gözlemlemiştir. Dişi oluğa göre öteleyerek (özellikle giriş kısmına doğru) önemli performans iyileştirmeleri elde etmiştir. Oyuk çıkışında bulunan dişlerde belirgin bozulmalar görmüştür. Birinci ve sonuncu dişlerin en büyük basınç düşümüne maruz kaldığını belirlemiştir. Labirent keçe dişleri aşındığında, tasarım esnasında hesaplanan operasyon maliyeti, %1,5 civarında artacağını belirtmiştir.

Asok vd. (2007), kare boşluklu ve kavisli boşluklu labirent keçelerdeki kaçak debiyi sayısal yöntem ile incelemişlerdir. Bu çalışmada, 5 farklı kare boşluklu ve 2 farklı kavisli boşluklu labirent keçe geometrisi için Fluent'te HAD analizi yapılmıştır. Sonuç olarak 2 yeni kavisli boşluklu labirent keçenin diğer 5 kare boşluklu labirent keçeden üstün olduğu tespit edilmiştir. En iyi sonucu veren kavisli boşluklu labirent keçenin basınç oranı %75 arttırılırsa, en iyi sonucu veren kare boşluklu labirent keçe ile aynı kaçak debi değerlerine sahip olduğu gözlemlenmiştir. Bu durumun nedeni ise kavisli boşluklu labirent keçenin içinde 2 farklı bölgede girdap oluşmasıdır.

Liu vd. (2007), yaptıkları çalışmada 12 bar giriş basıncında bir labirent keçe için kaçak debinin sayısal hesabı yapılmış ve deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Kilitli ve basamaklı labirent keçe olmak üzere iki keçe tipi için inceleme yapılmıştır. Kütle akışı (bulk-flow) ve tedirginlik (perturbation) kabullerine dayalı sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Rotordaki aerodinamik kuvvetlerin etkisi, ortalama statik basıncın eksenel dağılımı, dalgalı basıncın çevresel dağılımı, ilk kritik hız ve rotordaki dönme

kararsızlığı yönlerinden analiz edilmiştir. Deneysel sonuçlarda dalgalı statik basıncın sinüzoidal dağılımı rotorun dönüş hareketi ile doğrudan ilişkili olduğunu göstermiştir. Rotor sisteminin yoğun kararsızlığı ile sonuçlanan rotorun ilk kritik hızı aerodinamik kuvvetleri azaltmıştır. Ayrıca sayısal ve deneysel çalışmalar bire bir örtüşmüştür.

Wang vd. (2007), yaptıkları bu çalışmada, kilitli ve basamaklı tip keçelerden oluşan iki farklı labirent keçe kombinasyonu için gerçekleşen kaçak debiyi sayısal olarak incelemişlerdir. Bu amaçla öncelikle, bir boyutlu kontrol hacim metodunu kullanarak, keçe dişleri arasındaki boşluğun ortalama basıncını hesaplanmış ve sonuçların deneysel ölçümlerle oldukça uyumlu olduğunu belirtilmiştir. Daha sonra, HAD analizlerinde k-epsilon türbülans modeli kullanarak labirent keçelerdeki akış yapısını hız vektörleri, akım çizgileri, türbülans kinetik enerji ve statik basınç dağılımları cinsinden irdelemiştir. Sonuçta bu çalışmaya göre, türbülans kinetik enerjisinin dişler arasındaki boşlukta (bulk bölgesi) hızla azalırken, diş ile stator arasındaki radyal boşlukta en yüksek değere ulaştığı belirtilmektedir. Bu aralıktan akış geçerken, statik basınç hızla düşmekte, fakat dişler arasındaki boşluklarda statik basınç değişmemektedir. Basamak tip keçede statik basıncın, kilitli keçeye göre daha hızlı düştüğünü gözlemlemiştir. Ayrıca basamak keçenin, kilitli tip keçeye göre daha iyi performans gösterdiğini belirtilmiştir.

Rhode ve Adams (2008), basamaklı labirent keçelerdeki aşınma ile oluşan oyukların boyutlarının, labirent keçe performansına etkisini incelemişlerdir. Sürtünme katsayısı, sızıntı Reynolds sayısı, oyuk derinliği-kalınlığı ve ilk aşınmış dişin radyal boşluğu arasındaki ilişkiyi araştırmışlardır. Küçük ilk aşınmış diş radyal boşluğu, geniş aşınmış oyuk ve ortalama basamak yüksekliği durumlarında, kaçak debi, sığ ve derin oyuklarda, oyuksuz duruma göre sırasıyla %100 ve %194 artmıştır. En düşükten en yükseğe kaçak debiler sırasıyla, küçük boşluk ve dar oyuk, küçük boşluk ve geniş oyuk, geniş boşluk ve küçük oyuk, geniş boşluk ve geniş oyuk şeklinde sıralanmaktadır.

Suryanarayanan (2009), labirent keçeler için korelasyonlarda kullanılan, kaçak debiyi belirlemede doğrudan etkili olan, debi ve taşınım katsayılarına etki eden parametreleri analitik yöntem ile incelemiştir. Yüksek lisans tezinde, debi katsayısını, tek dişli labirent keçe için ve labirent keçelerin ilk ve son dişleri için ayrı hesaplamıştır.

Taşınım katsayısını hesaplayarak, akış değişkenlerinin, açıklık miktarının, hatvenin, dış yüksekliği ve genişliğinin, rotor çapının, rotor dönüş hızının ve dış sayısının taşınım katsayısına etkisini araştırmıştır. Ayrıca sıkıştırılabilirliğin etkisini de araştırmıştır. Son olarak kendisi bir model geliştirmiş literatürdeki deneysel datalar ile karşılaştırarak doğruluğunu ispatlamıştır.

Suryanarayanan ve Morrison (2009a), düz ve dikdörtgen oyuklu labirent keçelerde sıkıştırılmaz akış için geometrik değişikliklerin ve akış koşullarının taşınma katsayısına etkisini analitik yöntem ile incelemiştir. Reynolds sayısının ve açıklık/hatve oranının taşınma katsayısına büyük etkisi olduğu bulunmuştur. Taşınma katsayısının, düşük açıklık/hatve oranından ve Re sayısından, büyük açıklık/hatve oranına ve Re sayısına, 1 ile 1,8 arasında değiştiği tespit edilmiştir. Bunlara göre taşınma katsayısını veren yeni bir denklem elde edilmiştir.

Suryanarayanan ve Morrison (2009b), bir önceki makalenin devamı olarak, dış genişliği, dış yüksekliği, hatve ve rotor çapının, taşınma katsayısına etkisini incelemiştir. Dış genişliği/hatve oranının taşınma katsayısı üzerinde önemli bir etkisinin olduğu bulunmuştur.

Kim, (2009) bu çalışmasında, labirent keçeler için farklı konfigürasyonların ve boşlukların kaçak davranışına etkisini incelenmiştir. Bu amaçla, çeşitli boşluklara sahip düz labirent keçeler ve basamaklı labirent keçeler için HAD kullanılarak sayısal simülasyonlar ve ayrıca analitik hesaplamalar yapılmıştır. Sonuçlar deneysel çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Sayısal çalışmanın keçelerdeki kaçak davranışını yeterince iyi şekilde yakalamasına rağmen, analitik çalışmada düz labirent keçeler için olumlu, basamaklı labirent keçeler için ise tatmin etmeyen sonuçlar görülmüştür. Bu farklılığın görülmesinde analitik çalışmada kullanılan modele ait korelasyonunun geometrik sınırları aşması nedeniyle, gerçek keçe davranışını yansıtamadığı düşünülmüş, uygun tasarım parametreleri ile analitik modelin yeniden gözden geçirilmesi gerektiği sonucuna varılmıştır. Diğer taraftan sayısal çalışma sonucunda edinilen, basamaklı labirent keçelerin avantajlarının keçe boşluğunun artmasıyla belirginleştiğinden dolayı ve basamaklı keçelerdeki çalışma aralığının da düşük seviyelerde olması nedeniyle ayrıca imalat maliyetlerinin de yüksek olmasıyla birlikte uygulanabilir görülmemiştir. Belirli bir eksenel uzunlukta düz labirent keçede,

basamaklı labirent keçedeki dişlerden daha fazla kullanılmasıyla daha uygun alternatif bir tasarım ve imalat yapılması sonucuna varılmıştır. Ayrıca, bu çalışmaya göre, düz labirent keçelerde debi katsayısı (C_d), keçedeki aralığa önemli ölçüde bağlı iken, basamaklı keçelerde debi katsayısı (C_d), keçe aralığıyla çok daha düşük mertebede ilişkilidir. Aralık arttıkça basamaklı keçeler daha avantajlı görülürken, aralığın azalmasıyla bu avantajın düştüğü gözlenmiştir.

Tianjin (2010), doktora tezinde, labirent keçelerin mekanik ve akış analizlerini sayısal yöntem ile yaparak, akışkan-katı arasındaki etkileşimi incelemiştir. Literatürde yapılmış olan labirent keçe HAD analizlerini inceleyerek, sınıflandırmıştır. Literatürdeki HAD analizlerinin büyük bir çoğunluğunun k-epsilon türbülans modeli yardımıyla yapıldığını belirlemiştir. Ayrıca, literatürdeki deneysel verileri keçe tipine göre ve FSI problemlerini de sınıflandırmasını yapmıştır. Yapılan analizlerde, deneysel datalar ile çeşitli türbülans modellerini karşılaştırmıştır. Bunun sonucunda RNG k-epsilon ve SST türbülans modeli deneysel datalar ile k-epsilon Standart'a göre daha iyi eşleşmiştir. Yaptığı analizlerde, mesh ve iterasyon sayısının bir noktaya kadar kaçak debiyi değiştirdiğini bir noktadan sonra etkisinin kalktığını gözlemlemiştir.

Wang vd. (2010), labirent keçelerdeki oyuk oluşmasının rotor dinamiği üzerine etkisini kaçak debi ile ilişkilendirerek analitik ve sayısal yöntem ile incelemiştir. Oyuk yapılandırmalarına göre oyuksuz, oyugun dışın bitiminden itibaren oluştuğu ve oyugun dışı ortaladığı olmak üzere üç durumda incelemiştir. Bu üç durumdaki labirent keçeler için basınç oranı 2'den 7'ye kadar değiştirilmesi durumunda, en az kaçak debi değerine oyuksuz labirent keçe sahip oluğu gözlemlenmiştir. Oyuklu iki durumda ise durum, oyugun dışın bitiminden itibaren oluştuğu labirent keçe, oyuksuzdan biraz fazla, oyugun dışı ortaladığı labirent keçe oyuksuzdan çok daha fazla kaçırmıştır. Ayrıca, basınç oranı arttıkça bütün durumlarda kaçak debide doğrusal bir artış görülmüştür. Ayrıca, oyugun rotor dinamik katsayısı üzerine önemli bir etkisi olduğu bulunmuştur. Oyugun dışın bitiminden itibaren oluştuğu labirent keçe, aerodinamik kuvvetlerin yoğunlaşması sebebi ile rotor dinamiği yönünden en istikrarsız durum olduğu belirlenmiştir.

Nishii vd. (2010) farklı geometrilere sahip asimetric labirent keçelerin iç akış yapılarını ve keçe karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu amaçla,

labirent keçelerde gerçekleşen debi kaçacağını ve basınç düşümünü belirleyebilecek bir test düzeneği kurmuşlardır. Bu çalışmada, keçenin geometrisi değişikçe, keçelerden gerçekleşen debi kaçığının da değiştiğini belirtilmiştir. Rotor ile keçe dişleri arasındaki aralığın artması ile yakınsayan ve ıraksayan akışlar arasındaki debi kaçığı farkının da arttığını belirlenmiştir. Ayrıca keskin geometrili dişlere sahip keçelerde, küçük aralıklar için akış yönünün değişmesi ile kaçak debiler arasındaki farkın arttığını gözlemlemiştir. Dolayısıyla, labirent keçelerde akışın yönü ile gerçekleşen debi kaçığı farkının, rotor ile dişler arasındaki aralığa, diş açısına ve keskin uçlu dişlerin şekline bağlı olduğunu belirlenmiştir.

Wensheng vd. (2011), rotor dönüş hızının kaçak debiye etkisini incelemiştir. Ansys CFX’de farklı radyal boşluklarda, basınç farklarında ve rotor dönüş hızlarında çalışmıştır. Basınç farkının ve boşluk artışının kaçak debiyi arttırdığını, rotor dönüş hızının ise kaçak debiyi bir miktar azalttığını bulmuştur. Ayrıca mesh sayısının artışının bir noktadan sonra kaçak debiye bir etkisinin olmadığını da gözlemlemiştir.

Micio vd. (2011), 13 dişli düz labirent keçe sızdırmazlık elemanlarındaki kaçak debiyi ve ısı transfer katsayısını deneysel olarak incelemiştir. Deneylerde basınç oranını 1-2,7, Re Sayısını ise 5000-50000 arasında değiştirmiştir. Deneylerde, 2D Parçacık Görüntüleme ile Hız ölçümü (Particle Image Velocimetry) (PIV) kullanılarak 3 boşluğun akış alanı gözlemlenmiştir. % 4 daha az hata ile kaçak debiyi tahmin edebilen yeni bir korelasyon öne sürülmüştür. Nu sayısı, boşluk ve Re Sayısına doğrudan bağlı olduğu gözlemlenmiştir.

Yan vd. (2014), aşınmalardan kaynaklanan ve labirent keçe dişlerinde gözlemlenen mantar diş geometrisi ve dişlerin bükülmesi durumlarının ısı transferine etkisini incelemiştir. Türbülans modeli olarak Düşük-Re $k-\omega$ ve SST’nin $k-\varepsilon$ ve RNG’ye göre daha doğru sonuçlar verdiğini gözlemlenmiştir. Ayrıca, bükülme, labirent dişlerindeki Nu sayısını azaltır. Nu dağılımında bükülme açısının etkisi, stator yüzeyinde rotor yüzeyine göre daha büyüktür. Rotor ve stator yüzeyinde Nusselt sayısı dağılımı mantar yarıçapı arttıkça azaldığı gözlemlenmiştir. Ancak, Nu sayısı, aşınma oranı ve Re sayısı arttıkça artar.

Basitliği ve uygulama kolaylığı nedeniyle, labirent keçeler yıllardır gaz türbinlerinde kaçak debi kontrolünü sağlamak için kullanılmaktadır. Bu sebeple literatürde, labirent keçeler üzerine yapılan birçok çalışma bulunmaktadır ve belli bir doygunluğa ulaşmıştır. 1900'l yılların başından beri, labirent keçelerdeki kaçak debiyi belirlemek üzerine çalışmalar yapılmıştır. Literatürde, özellikle çeşitli geometrik ve çalışma şartlarına göre ve tasarım parametrelerine göre (diş geometrisi, diş sayısı, açıklık miktarı, basınç oranı, rotor devir sayısı, vb.) labirent keçelerdeki kaçak debinin belirlenmesine yönelik birçok çalışma bulunmaktadır.

Bu yayın yoğunluğuna rağmen, labirent keçe diş aşınmasının kaçak debiye etkisi üzerine oldukça sınırlı sayıda yayın bulunmaktadır. Yuvarlatılmış diş aşınması ve oyuk oluşması durumlarının sızdırmazlık performansına etkisi için nispeten birkaç tane yayın bulunmasına rağmen (Zimmermann, 1994; Rhode ve Allen, 1998; Rhode ve Allen 2001; Denecke vd., 2003; Rhode ve Adams, 2004a; Rhode ve Adams, 2004b; Xu vd., 2007 ve Rhode ve Adams, 2008), mantar diş aşınması için literatürde sadece oluştuğuuna dair deneysel gözlemler raporlanmıştır (Ghasripor vd. 2004; Xu, 2006) ve kaçak debi üzerine yayın bulunmamaktadır. Türbin verimi ve performansı açısından öngörülemeyen kayıplar oluşturan çeşitli labirent diş aşınmaları bu tez kapsamında incelenmiştir. Teknolojik ve bilimsel edinim yanında literatürdeki bu boşluğu doldurulması sağlanacaktır. Takip eden bölümde, tez konusunun amacı ve kapsamı belirtilmiştir.

1.7. Tezin Amacı ve Kapsamı

Gaz türbinli motorlarda verimi yükseltmenin en efektif yolu türbin giriş (3) sıcaklığını yükseltmek şeklindeyir. Günümüzde kanatçık soğutma, seramik kaplama ve tek kristal malzeme teknolojilerinin gelişimi ile belli bir seviyeye gelmiştir. Türbin kanatçıkları 2200 K sıcaklıklara dayanabilmektedir. Bu sebeple çalışmalar şu anda ana ve ikincil akış sistemi üzerindeki kaçakların engellenmesi üzerine eğilim göstermektedir. Ana ve ikincil akışlardaki kaçakları engellemek için sızdırmazlık elemanları kullanılmaktadır. Bu sızdırmazlık elemanlarının başlıcası labirent keelerdir.

Labirent keçeler, imalatlarının ve turbomakina üzerine uygulanabilirliğinin kolay ve maliyetinin düşük olması sebebiyle, ilk icat edildiği günden günümüze kadar neredeyse tüm turbomakinalarda kullanılmaktadır. Belirtilen avantajların yanı sıra, labirent keçelerin sızdırmazlık performansı da birçok uygulamada ihtiyacı karşılayacak seviyededir.

Labirent keçelerin bu avantajları yanında en önemli dezavantajı ise, türbin geçici rejiminde dişlerin konumlandırıldığı yere göre rotora ya da statora sürtünerek aşınmasıdır. Bu aşınma ile kalıcı bir açıklık artışı olur ve dolayısıyla kaçak debi artar. Bu aşınma; turbomakinanın verimini, performansını ve bakım maliyetlerini doğrudan etkiler. Bu sebeple, labirent keçe dişlerinin aşınması halinde oluşacak kaçak debi değişiminin belirlenmesi son derece önemlidir. Tez kapsamında, labirent keçe dişlerindeki aşınmanın sızdırmazlık performansına etkisi HAD analizi ile incelenmiştir.

Şekil 1.33’de literatürdeki diş aşınma ve oyuk oluşma çeşitleri fotoğraflanmıştır. Literatürde bu konuda mantar diş ve yuvarlatılmış diş oluşumu ile ilgili oldukça fazla yayın bulunmaktadır. Fakat, literatürde bu aşınmaların ve oyuk oluşması durumunun kaçak debiye etkisinin incelenmesi ile ilgili makalelerin sayısı oldukça azdır. Bu tez çalışması kapsamında, mantar diş ve yuvarlatılmış diş oluşması durumunda kaçak debinin nasıl etkileneceği incelenmiştir. Düz diş, mantar diş ve yuvarlatılmış diş birbiri ile karşılaştırılarak sızdırmazlık performansı bu aşınma durumları için belirlenmiştir.

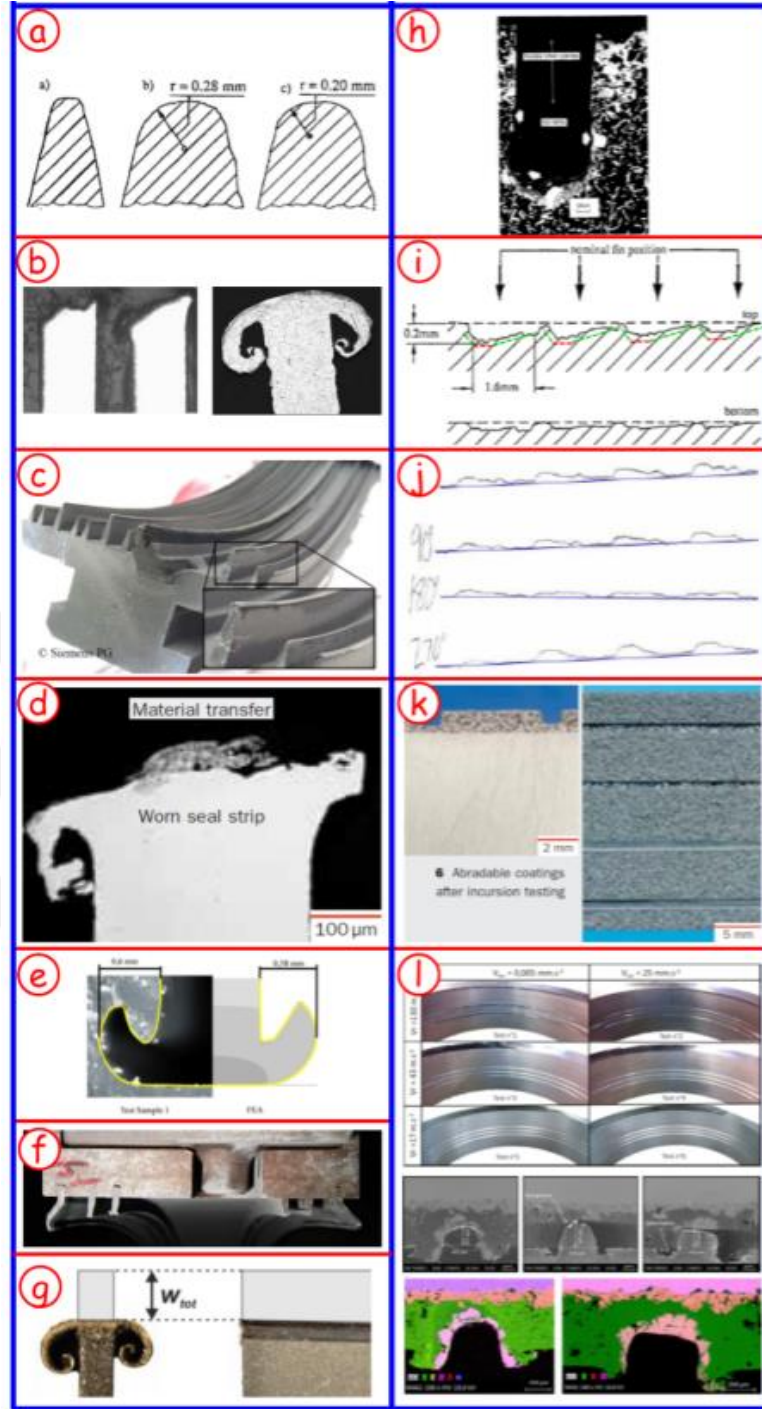
Aşağıda Şekil 1.34’te düz diş, mantar diş ve yuvarlatılmış diş geometrileri gösterilmiştir. Ayrıca yuvarlatılmış diş aşınması için dişin eksenel/radyal hareketine göre oluşabilecek oyukların şekilleri gösterilmiştir.

Labirent keçelerde aşınma, mantar diş aşınması ve yuvarlatılmış diş aşınması olmak üzere iki farklı geometride gözlenmektedir. Bu aşınmalar rotor ve stator malzemelerinin sertliklerine bağlı olarak oluşmaktadır. Her iki aşınma geometrisinde kaçak debi artmaktadır. Bu kaçak debi artışı, aşınma miktarına ve aşınan diş formuna bağlı olarak artan açıklık ile artmaktadır. Kaçak debideki %1 artış, sivil havacılıkta kullanılan motorların özgül yakıt sarfiyatında %0,1 artışa, itme kuvvetinde %0,8 azalışa, askeri alanda kullanılan motorların özgül yakıt sarfiyatında %0,3 artışa, itme kuvvetinde

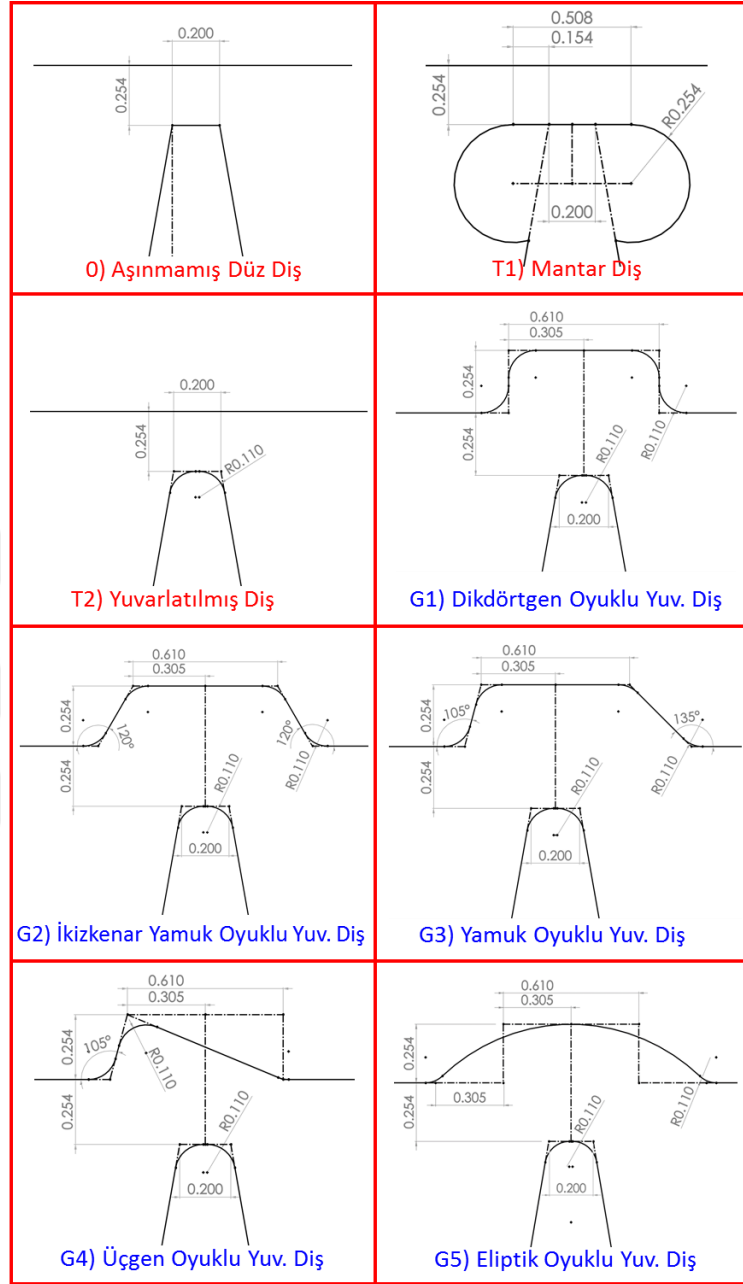
%1 azalışa karşılık gelmektedir (Stocker, 1975). Dünya üzerindeki tüm motorlar düşünüldüğünde, yakıt sarfiyatındaki bu küçük artışlar bile büyük bir ekonomik kayba karşılık gelmektedir. Ayrıca, itme kuvvetindeki azalış ile beraber aynı itkiyi sağlamak için daha fazla yakıt gerekmesi nedeniyle hava kirliliği bakımından da önem arz etmektedir. Motorun soğutulması, yağ sızıntılarının engellenmesi, eksenel kuvvet dengelemesi ve ters akış önlenmesi gibi birçok kritik bölge için gerekli hava debisinin kontrolünü de sızdırmazlık elemanları yapmaktadır. Bu sebeple sızdırmazlık elemanları aynı zamanda motor güvenliği açısından da önemlidir. Yukarıda belirtilen sebepler doğrultusunda, kaçak debi artışına sebep olan labirent diş aşınması motorlar için incelenmesi gereken ve incelenmesi gecikmiş bir konudur.

Bu doğrultuda, tez kapsamında, düz dişli, mantar dişli ve yuvarlatılmış dişli labirent keçelerin sızdırmazlık performansı HAD analizleri ile incelenmiştir. Ayrıca, HAD analiz modeli 1-Boyutlu labirent keçe korelasyonları ve yapılan testler ile doğrulanmıştır.

HAD analizleri, ANSYS-Fluent v.15 programında yapılmıştır. Düz dişli labirent keçeler için; açıklık miktarı, basınç oranı, diş sayısı ve rotor hızı olmak üzere dört parametrenin kaçak debiye etkisi incelenmiştir. Mantar dişli labirent keçeler için; bu dört parametreye ilaveten mantar yarıçapının etkisi incelenmiştir. Yuvarlatılmış dişli labirent keçeler için ise; ilave parametre oyuk derinliği-genişliği olmuştur. Bu değişkenlerin değer aralıkları pratik uygulamalarda kullanılan labirent keçeler göz önünde bulundurularak belirlenmiştir. Ayrıca seçilen bu değişkenler, labirent keçelerin tasarımı sırasında dikkat edilmesi gereken parametrelerin başında gelmektedir.



Şekil 1.33. Diş ucu aşınmalarının ve oyukların fotoğrafları (a) Zimmermann, 1994; b) Ghasripoor, 2004; c) Neef, 2006; d) Wilson, 2007; e) Hermann, 2013; f) Combined Cycle Journal Website, 2014; g) Pychynski, 2016; h) Bill, 1977; i) Zimmermann, 1994; j) Chougule, 2006; k) Wilson, 2007; l) Delebarre, 2014)



Şekil 1.34. Diş ucu geometrileri ve oyuk şekilleri (Doğu, 2016e)

Labirent keçelerin HAD analizine geçmeden önce, takip eden bölümde labirent keçelerin akış analizinde kullanılagelen yöntemler sistematik olarak aşağıda incelenmiştir.

2. LABİRENT KEÇE AKIŞ ANALİZ YÖNTEMLERİ

Turbomakina sızdırmazlık elemanlarının akış analizinin amacı; sızdırmazlık elemanlarının çalışma yerlerindeki işletme basıncı, sıcaklığı, devir sayısı ve sızdırmazlık elemanı geometrisine göre kaçak debinin belirlenmesi ve bu debinin tasarım kriterlerini sağlayıp sağlamadığının kontrolüdür. Kaçak debinin belirlenmesinin yanı sıra, akışın görsel incelemesi ile sızdırmazlık elemanı geliştirme çalışmalarının yapılması da amaçlar dâhilindedir. Sızdırmazlık elemanlarının kaçak debilerinin belirlenmesine yönelik kullanılagelen yöntemler 3 grupta kategorize edilebilir. Bu yöntemler aşağıda listelenmiştir:

- 1) Deneysel yöntem
- 2) Analitik yöntem (1B orifis denklemleri)
- 3) Sayısal yöntem (HAD analizi)

Tez konusu olan labirent keçe tasarımı, günümüzde aşağıdaki adımlar kullanılarak yapılmaktadır. Sızdırmazlık elemanlarının ön tasarımında kaçak debi belirlenmesi için analitik yöntem kullanılır. Analitik yöntem ile sızdırmazlık elemanının tasarım kriterlerine göre belirlenen sınır şartlarında (basınç, sıcaklık, hız, geometri, vb.) genel geometrik özellikleri (diş sayısı, boyutlar, açıklık miktarı, vb.) belirlenir. Ardından geometri oluşturulur ve sayısal yöntem olarak isimlendirilen HAD analizi yapılır. Analitik hesaplar ve HAD analizi ile elde edilen sonuçlar tasarım isterlerini karşılayacak şekilde ise sızdırmazlık elemanının imalatı yapılarak testi yapılır. Doğru yapıldığından emin olunan test sonuçları, en gerçekçi sonuçları verecektir. Ayrıca; analitik yöntem ve HAD analizi ile elde edilen sonuçlar, test düzeneğinden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılır ve kullanılan yöntemlerin teyidi ve geliştirilmesi yapılır. Son olarak sızdırmazlık elemanı motor üzerine uygulanır.

Deneysel yöntem, en gerçekçi sonuçları veren yöntemdir. Bununla birlikte, masraflı, zaman alıcı, emek yoğun ve zor bir uygulamadır. Bu yöntemde, labirent keçeler test edilerek kaçak debi ölçülmektedir. Her geometrik farklılık için imalatın ve testin yapılma gerekliliği, türbin şartlarındaki özellikle basınç-sıcaklık-yüzey hızı

değerlerinin test ortamında oluşturulmasının zorluğu ve akış alanının görsellenmesinin oldukça emek-masraf yoğun olması deneysel yöntemin başlıca zorluklarıdır.

Analitik yöntem, ön tasarım esnasında kaçak debi belirlenmesinde oldukça önemli bir yere sahiptir. Analitik yöntem; labirent keçelerdeki diş sayısı, açıklık miktarı, basınç oranı, sıcaklık gibi kaçak debiyi doğrudan etkileyen parametreler dahil edilerek, 1-Boyutlu akış analizleri ile geliştirilen yarı-ampirik korelasyonlar yardımıyla kaçak debinin belirlenmesi için yapılan hesaplama yöntemidir. Elde edilen kaçak debi değeri, deneysel verilerden elde edilen debi katsayısı (c_d) ile kalibre edilerek daha doğru sonuçlar elde edilmektedir.

Sayısal yöntem (HAD analizi) ise, tasarım çalışmaları esnasında sızdırmazlık elemanı kaçak debisinin belirlenmesinde kullanılan etkili bir yöntemdir. HAD analizi; analitik yöntemle göre geometri tam olarak temsil edildiği ve özellikle akış fiziğine yönelik daha az kabul barındırdığı için deneysel yöntemle daha yakın sonuçlar vermektedir. Sızdırmazlık elemanının geometrik özellikleri ile çalışma şartlarında analiz edilmesi, analiz sonucunda akış alanının tamamının görsellenmesi, istenilen yerde istenilen değerlerin okunabilmesi, geometri üzerinde değişiklik yapılması halinde tekrar analiz etmenin kolay olması, bu yöntemin en büyük üstünlüklerindendir. HAD analizinde; akış fiziğine en uygun türbülans ve çözüm metotları kullanılarak, akış alanı yeterli miktarda çözüm ağına bölünerek ve sayısal hatalar en aza indirgenerek çözüm yapılması ile deneysel sonuçlara daha yakın değerler elde edilmesi sağlanır.

Bu tez çalışmasında analitik ve HAD analizi yöntemleri kullanılmış ve sonuçlar doğrulama amaçlı deneysel verilerle de karşılaştırılmıştır. Belirtilen bu sızdırmazlık elemanı akış analiz yöntemleri, labirent keçe için aşağıda detaylı olarak incelenmiş ve açıklanmıştır.

3. DENEYSEL YÖNTEM

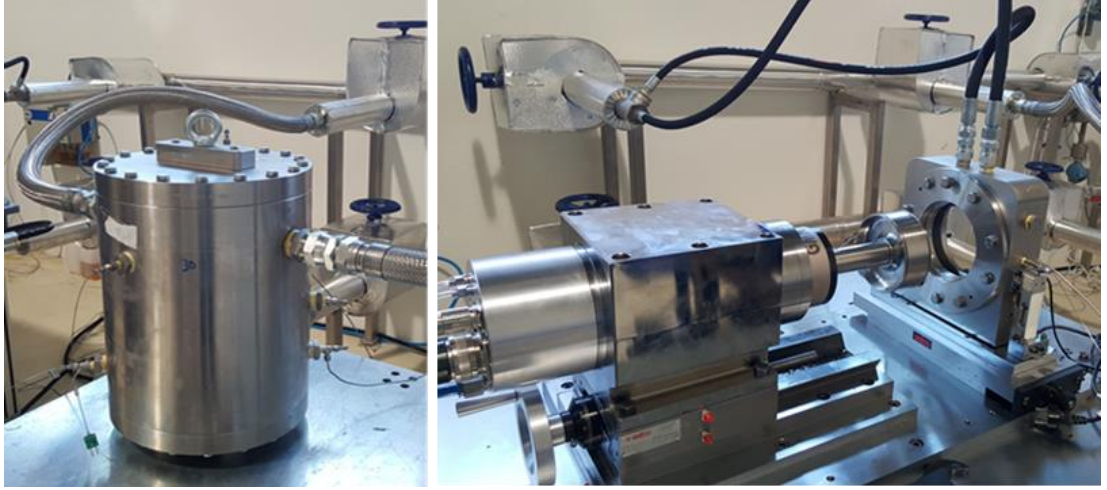
Labirent keçelerin kaçak debisinin belirlenmesinde kullanılan deneysel yöntem, en gerçekçi sonuçları veren yöntem olmasına rağmen, diğer yöntemlere göre daha masraflı ve daha çok zaman alması nedeniyle tasarım sürecinde imalattan önceki son basamakta yer almaktadır. Bu yöntemin en büyük avantajı, sızdırmazlık elemanlarının gerçek çalışma şartlarında test edilerek kaçak debilerinin ölçülmesidir.

Deneysel yöntemin masraflı ve zaman alıcı olmasının yanında başka dezavantajları da bulunmaktadır. Bunlar; geometrik değişikliklerde sızdırmazlık elemanını yeniden imal etmek gerekmesi, akış alanının görsellenememesi ve gerekli yerlerde ölçüm yapmak için ölçüm sensörü kullanılan yerde akış düzeninin bozulması şeklinde sıralanabilir. Bu dezavantajlara rağmen doğru yapılan deneyler gerçeğe en yakın sonuçları verdiği için sızdırmazlık elemanlarının tasarım sürecinde deneylerin yapılması çok önemlidir.

Şimdiye kadar sızdırmazlık elemanları testlerinde tercih edilen, sızdırmazlık elemanının çevresel bir bölümünün veya küçültülmüş bir modelinin test edilmesi şeklindedir. Test parametreleri sızdırmazlık elemanının türbindeki çalışma şartlarını sağlayacak şekilde belirlenir. Ancak türbin şartlarındaki tüm çalışma değerlerinin özellikle sıcaklık ve hız test sisteminde oluşturulması oldukça maliyetlidir. Yüksek hızlarda mekanik etkilerle eş zamanlı olarak sıcaklığında etkimesiyle oluşacak mekanik ve ısı genleşme ve gerilmeleri istenen hassasiyette kontrol etmek oldukça ciddi problemler oluşturmaktadır. Türbin şartlarının test sisteminde oluşturulmasında karşılaşılan problemlerden dolayı, sızdırmazlık elemanları genelde iki farklı test sistemi kullanılarak test edilegelmektedir. Bu test sistemleri;

- Sıcak statik test sistemi (STR)
- Soğuk dinamik test sistemi (DTR)

şeklindedir. Sıcak statik test sisteminde zorlayıcı etki sadece sıcaklık olacaktır. Soğuk dinamik test sisteminde ise dinamik hareket tek zorlayıcı etki olacaktır. Bu sayede mekanik ve ısı etkiler ayrıştırılarak test yapılmaktadır. Aşağıda Şekil 3.1’de örnek bir sıcak statik test sistemi ve soğuk dinamik test sistemi gösterilmiştir.



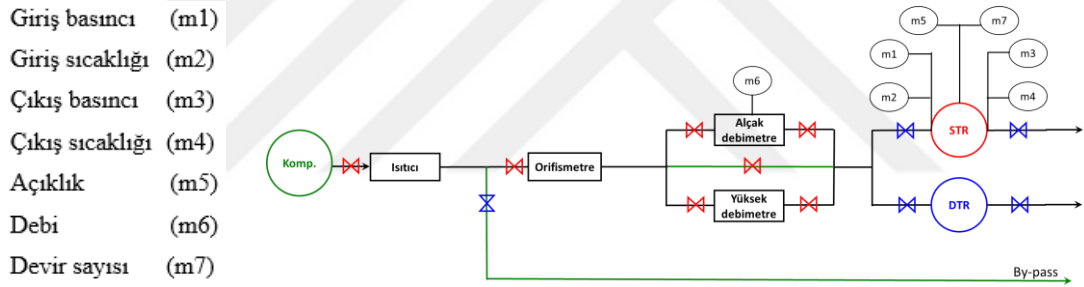
Şekil 3.1. Sıcak statik test sistemi ve soğuk dinamik test sistemi örnekleri (Doğu, 2016c)

Sıcak statik test sisteminde sızdırmazlık elemanları sabit olarak ve motordaki çalışma şartlarında maruz kalacağı sıcaklıklarda ve basınçlarda sıcak hava ile test edilmektedir. Bu sayede sızdırmazlık elemanlarının farklı basınç ve sıcaklıklardaki basınç-debi ilişkisi çıkarılmaktadır. Özellikle fırça tipi sızdırmazlık elemanlarının sıcak hava ile test edilmesi ve sızdırmazlık elemanı üzerindeki ısı etkileri değerlendirilerek yüksek sıcaklık ve basınç altında fırçanın davranışı ve yük kapasitesi belirlenmektedir. Böylece, sıcak statik test sisteminden elde edilen sonuçlar, sıcaklığın sızdırmazlık elemanlarının kaçak debi karakteristiğine etkisinin belirlenmesinde kullanılmaktadır.

Soğuk dinamik test sisteminde sızdırmazlık elemanları atmosfer şartlarındaki hava ile çalışma şartlarındaki devir sayısı ve basınçlarda test edilmektedir. Bu sayede sızdırmazlık elemanlarının farklı devir sayısındaki ve basınçlardaki debi değişimi incelenebilmektedir. Böylece, soğuk dinamik test sisteminden elde edilen sonuçlar, devir sayısının sızdırmazlık elemanlarının kaçak debi karakteristiğine etkisinin belirlenmesinde kullanılmaktadır.

Aşağıda Şekil 3.2’de örnek bir test sistemi şeması gösterilmiştir. Test sisteminin girişinde bir kompresörde basınçlandırılan hava filtre, ölçüm ve kontrol elemanlarından geçtikten sonra sızdırmazlık elemanının monte edildiği test bölümüne gelir. Belirlenen

şartlara göre kaçak debi ölçülür. Şekil 3.2’de ki şemaya göre sıcak statik test sistemine ve soğuk dinamik test sistemine gelen basınçlı hava, kompresörde istenen basınca kadar sıkıştırılır ve basınçlı hava ısıtıcıya gelir. Burada test düzeneklerinden sıcak statik test düzeneği kullanılacak ise hava istenen değere kadar ısıtılır ve orifismetreye ve debimetrelere gönderilir. Soğuk dinamik test düzeneği kullanılacak ise hava ısıtıcı çalıştırılmadan doğrudan geçerek orifismetreye ve debimetrelere gönderilir. Debimetrelere gelmeden önce ana bypass hattından fazla gelen hava dışarı atılır. Isıtıcıdan gelen ve orifismetreye geçen hava, debisine göre alçak debi ölçer ya da yüksek debi ölçerden geçmesi sağlanır. Bunun sebebi debimetrelerinin belli tolerans aralığında daha doğru sonuç vermesidir. Böylece akışkan debisine göre daha doğru ölçüm yapılır. Ayar vanalarında basınç oranı ayarları yapılan hava keçelerin üzerinden geçerken oluşan kaçak debi ölçümü yapılır. Gerekli ölçümler yapıldıktan sonra kullanılan hava egzoz hattından dışarı atılır. Sızdırmazlık elemanı test sisteminde aşağıdaki test parametrelerinin ölçümü yapılır:



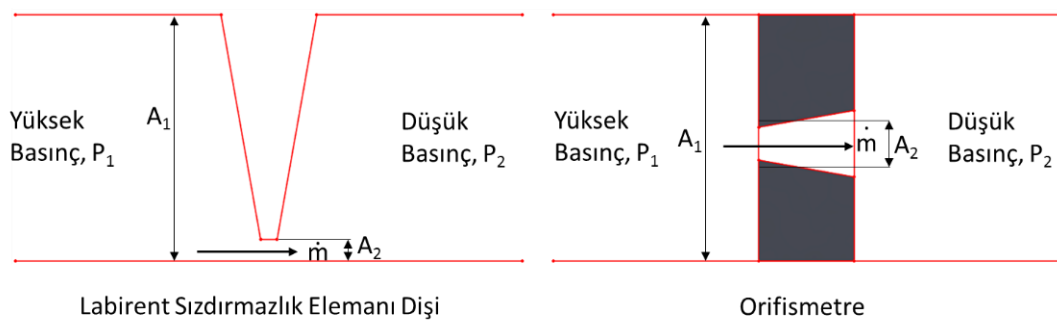
Şekil 3.2. Sızdırmazlık elemanı test sistemi örnek şeması

Takip eden bölümde labirent keçenin kaçak debi belirlenmesinde kullanılan analitik yöntem detaylı olarak incelenmiştir.

4. ANALİTİK YÖNTEM

Labirent keçe rotor ile stator arasına belirli bir açıklıkla monte edilerek, akış yolunda kısılma oluşturur ve kaçak debi kontrolü sağlar. Elemanın yerleştirildiği bölgeye göre eleman üzerinde bir basınç farkı oluşur. Bu basınç farkının ve kısılma kesitinin (açıklığın) seviyesine göre yüksek basınç tarafından düşük basınç tarafına doğru bir akış oluşur. Bu akış konfigürasyonu, pratikte kesit daralması yöntemine göre debi ölçümünde kullanılan orifismetre uygulamalarına çok benzerdir. Aşağıda Şekil 4.1’de labirent keçe ve orifismetre geometrileri karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir. Orifismetrelerde, tüm akışın bir akım çizgisi olarak değerlendirildiği 1-Boyutlu akış yaklaşımı ile Bernoulli denklemi kullanılarak kaçak debi hesaplanabilmektedir. Bu 1-Boyutlu akış analitik çözüm yaklaşımında, akış 1-Boyutlu olarak alınır ve 1-Boyutlu akış network denklemi oluşturulur. Akışta özellikle daralma bölgesinde oluşan yerel sürtünme kayıpları ise, deneysel olarak belirlenen ve debi katsayısı (c_d) olarak isimlendirilen katsayı ile dikkate alınır ve 1-Boyutlu orifis denklemlerine bir çarpan olarak dâhil edilir. Bu şekilde değişik araştırmacılar tarafından geliştirilen ve deneysel ölçümlerle desteklenen birçok labirent keçe debi korelasyonu bulunmaktadır.

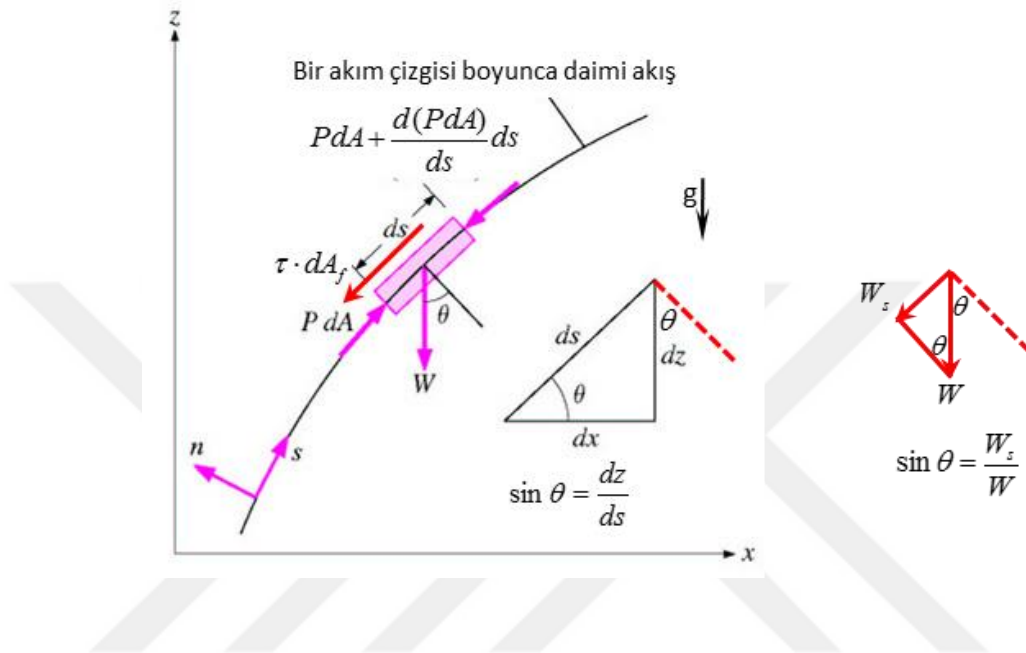
Konuya teorik taban oluşturan ve orifis akışlarını temsil eden Bernoulli denklemi, orifis denklemleri ve labirent keçe debi korelasyonları aşağıda incelenmiştir.



Şekil 4.1. Labirent keçe ve orifismetre geometrik karşılaştırması

4.1. Bernoulli Denklemi

Şekil 4.2’de gösterilen bir akım çizgisi boyunca bir akışkan parçacığına etki eden kuvvetlerin dengesi yazılır ve ilgili matematiksel işlemler yapılırsa Bernoulli denklemi daimi (sürekli rejim) akışı için aşağıdaki şekilde elde edilir (Çengel, 2006).



Şekil 4.2. Bir akım çizgisi boyunca bir akışkan parçacığına etki eden kuvvetler

Akışkan parçacığı, üzerine etki eden tüm kuvvetlerin $(\sum F_s)$ dengesine göre belirli bir yol yani akım çizgisi (s) üzerinde akar. Aşağıda listelendiği gibi akışkan parçacığına etki eden 4 temel kuvvet vardır:

- Ağırlık kuvveti: (F_m)
- Basınç kuvveti: (F_p)
- Sürtünme kuvveti: (F_f)
- Atalet kuvveti: $(F_{atalet} = ma_s)$

Bir akım çizgisi “s” boyunca hareket eden akışkan parçacığı için bu kuvvetlerin etkisi Şekil 4.2’de serbest cisim kuvvet diyagramında gösterilmiştir. Bu kuvvetler öncelikle

açık olarak elde edildikten sonra Newton'un 2. hareket kanununda yerine yazılarak Bernoulli denklemi aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$g \frac{dz}{ds} + \frac{1}{\rho} \frac{dP}{ds} + \frac{\tau}{\rho} \frac{dp}{dA} + \frac{1}{2} \frac{d(V^2)}{ds} = 0 \quad (4.1)$$

Bu denklem sürtünme kuvvetlerinin de dâhil edildiği genel haldeki Bernoulli denklemidir.

Sürtünme kuvvetlerinin diğer terimlere göre ihmal edilebildiği akış bölgesi için yani potansiyel akış bölgesi için ($\tau \cong 0$) Bernoulli denklemi aşağıdaki halde yazılabilir;

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

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

Bernoulli denkleminin bu hali, akım çizgisi boyunca bu terimlerin toplamının değişiminin sıfır olduğunu gösterir. Denklem; yoğunluğun değişken olduğu sıkıştırılabilir akış için ve yoğunluğun sabit olduğu sıkıştırılamaz akış için integre edilirse;

Daimi, sıkıştırılabilir akışta Bernoulli denklemi:

$$gz + \frac{V^2}{2} + \int \frac{dP}{\rho} = \text{sabit} \quad (4.3)$$

Daimi, sıkıştırılamaz akışta Bernoulli denklemi:

$$gz + \frac{V^2}{2} + \frac{P}{\rho} = \text{sabit} \quad (4.4)$$

Daimi olmayan, sıkıştırılabilir akışta Bernoulli denklemi:

$$gz + \frac{V^2}{2} + \int \frac{dP}{\rho} + \int \frac{\partial V}{\partial t} ds = \text{sabit} \quad - \quad (4.5)$$

elde edilir.

Labirent keçelerin gaz ve buhar türbini uygulamalarında akan akışkan hava, yanmış gazlar veya buhardır. Gaz fazındaki bu akışkanların uygulama yerlerindeki basınç ve sıcaklık seviyelerinde, akışkanların yoğunlukları önemli ölçüde değişir. Bu sebeple, labirent keçe üzerindeki akışlar “daimi rejimde sıkıştırılabilir akış” formundadır. Bu akış formuna ait 1-Boyutlu Bernoulli akış denklemleri aşağıda genişletilerek geliştirilmiştir.

4.2. Daimi-Sıkıştırılabilir Akışta Bernoulli Denklemi

Daimi, sıkıştırılabilir akışta Bernoulli denklemi:

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

şeklindedir.

Bu denklemde sıkıştırılabilir akışta yoğunluğun değişimi için; izentropik ve eş-sıcaklıklı akış yaklaşımları kullanılabilecek iki yaygın yaklaşımdır. İzentropik akış yaklaşımı gerçek akışa oldukça yakın bir kabuldür. Her iki akış kabulünün Bernoulli denkleminde değerlendirilmesi aşağıda yapılmıştır.

İzentropik Akışta Bernoulli Denklemi:

İzentropik akışta entropi sabittir ve bu akış tersinir adyabatik akış olarak da isimlendirilir. İdeal gazlar için izentropik akışta basınç-yoğunluk bağıntısı;

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

şeklinde gerçekleşir. Burada; $k = c_p / c_v$ olan özgül ısı oranı, izentropik üs katsayısı olarak isimlendirilir. Bu bağıntı Bernoulli denkleminde (Denklem 4.6) yerine yazılırsa, izentropik akışta Bernoulli denklemi;

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

halini alır.

Eş-Sıcaklıklı Akışta Bernoulli Denklemi:

Sıcaklığın sabit olduğu akışta ideal gazlar için basınç-yoğunluk bağıntısı;

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

şeklinde gerçekleşir. Burada; R ideal gaz sabitidir. Bu bağıntı Bernoulli denkleminde (Denklem 4.15) yerine yazılırsa, eş sıcaklıklı akışta Bernoulli denklemi;

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

halini alır.

Labirent keçelerin uygulamalarına yönelik olarak 1-Boyutlu daimi-sıkıştırılabilir akışta Bernoulli denklemi, izentropik ve eş-sıcaklıklı akış yaklaşımları için yukarıda elde edilmiştir.

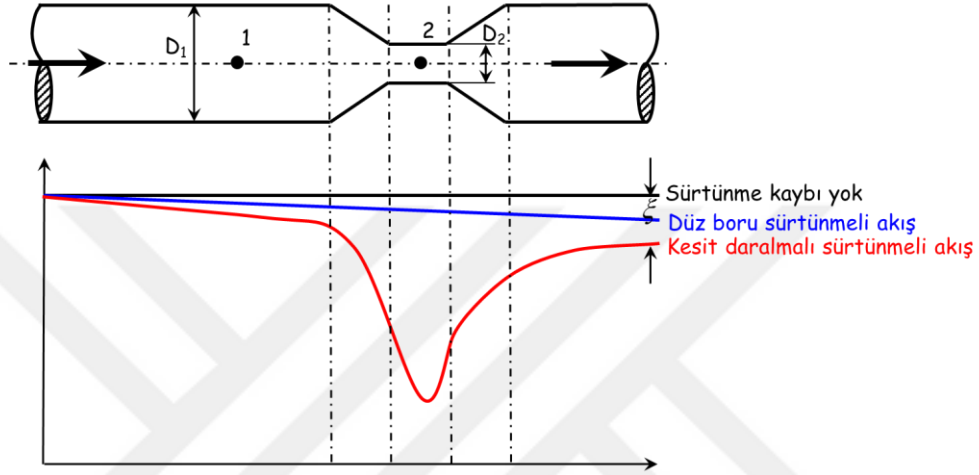
Bu denklemlerin kesit daralması yöntemi ile debi ölçümünde kullanılması için gerekli denklemler aşağıda yazılmıştır.

4.3. Kesit Daralması Yöntemi ile Debi Ölçümü

Kesit daralması yöntemi ile debi ölçümü yöntemi aşağıda genel olarak incelenmiştir. Bu yöntemde, Şekil 4.3’de şematik olarak gösterildiği gibi akış kesiti akış geometrisi kısılarak daraltılır. Kesit daralması bölgesinde basınç düşerken ve hız artar. Geniş ve dar kesit alanlarının oranı ve oluşan basınç farkı ölçülerek, dar kesitteki hız hesaplanabilir. Hesaplanan bu hız, süreklilik denkleminde kesit alanı ile çarpılarak debi hesaplanır. Aşağıda, sıvılar için kullanılan sıkıştırılmaz akış kabulü ve gazlar

için kullanılan sıkıştırılabilir-izentropik akış kabulü dikkate alınarak, kesit daralması yöntemi ile debi hesaplamasında kullanılan denklemler verilmiştir.

Sıkıştırılabilir-izentropik akış kabulü ile geliştirilen debi hesabında, aslında labirent keçelerin kaçak debi hesabında kullanılan Martin denklemi gibi korelasyonların temelini oluşturan Venant denklemi elde edilmektedir. Bahsedilen denklemler aşağıda verilmiştir.



Şekil 4.3. Kesit daralması yöntemi ile debi ölçümü şeması ve basınç dağılımı

Sıkıştırılamaz akış için kaçak debi:

Şekil 4.3’de şematik olarak gösterilen kesit daralmalı akışta 1-2 arasında Süreklilik ve Bernoulli denklemleri yazılır ve gerekli işlemler yapılırsa kesitten geçen gerçek debi denklemi aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\dot{m}_{gerçek} = c_d \cdot \rho \cdot A_2 \cdot \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho(1 - \beta^4)}} \quad (4.11)$$

Debi katsayısı (c_d) için kesit daralma geometrisine ve akış şartlarına göre deneysel olarak belirlenmiş literatürde birçok bağıntı bulunmaktadır.

Sıkıştırılabilir izentropik akış için kaçak debi:

Benzer şekilde Şekil 4.3’de şematik olarak gösterilen kesit daralmalı akışta 1-2 arasında Süreklilik ve Bernoulli denklemleri yazılır ve gerekli işlemler yapılırsa kesitten geçen teorik ve gerçek debi denklemi aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\dot{m}_{teorik} = \frac{P_1 A_2}{\sqrt{kRT_1}} \frac{\sqrt{\frac{2k^2}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}}{\sqrt{1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{2/k} \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2}} \quad (4.12)$$

$$\dot{m}_{gerçek} = c_d \cdot \rho_2 \cdot A_2 \cdot V_2 = c_d \cdot \rho_2 \cdot A_2 \cdot \sqrt{\frac{\frac{2k}{k-1} \frac{P_1}{\rho_1} \left(1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \right)}{1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{2/k} \beta^4}} \quad (4.13)$$

Debi katsayısı (c_d) için kesit daralma geometrisine ve akış şartlarına göre deneysel olarak belirlenmiş literatürde birçok bağıntı bulunmaktadır.

Bu denklemler değişken kesitli kanallardaki akışlara ait 1-Boyutlu genel denklemlerdir. Bu denklemleri temel alarak labirent keçe için 1-Boyutlu orifis akışı yaklaşımı kullanılarak geliştirilen literatürdeki korelasyonlardan yaygın kullanılanları aşağıda listelenmiştir.

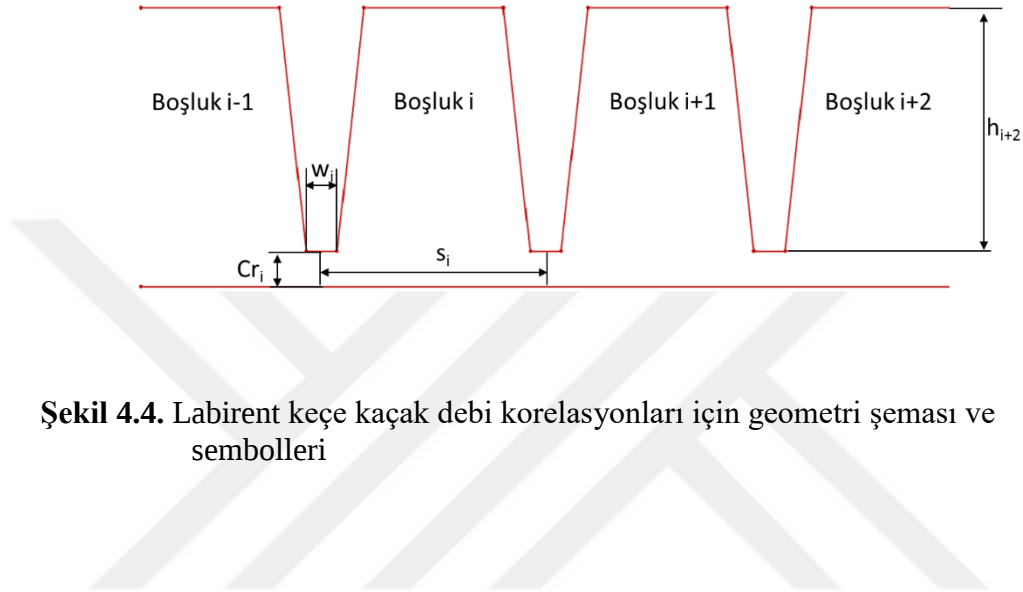
4.4. Labirent Keçe Debi Korelasyonları

Bu bölümde, labirent keçe kaçak debisinin hesaplanmasına yönelik literatürdeki geliştirilmiş olan denklemlerin yaygın kullanılanları aşağıda incelenmiştir. Bu denklemler aşağıda listelenmiştir.

- 1) Venant denklemi
- 2) Martin denklemi
- 3) Egli denklemi

- 4) Hodkinson denklemi
- 5) Vermes denklemi
- 6) Neumann denklemi
- 7) Zimmermann denklemi

Bu denklemleri tarif etmekte kullanılacak labirent keçe uygulama şeması ve ilgili parametre sembolleri Şekil 4.4'te gösterilmiştir.



Şekil 4.4. Labirent keçe kaçak debi korelasyonları için geometri şeması ve sembolleri

Labirent sızdırmazlık elamanı debi korelasyonlarına ait denklemler aşağıda açıklanmıştır.

4.4.1. Venant Denklemi

Venant (1871) denklemi, Bernoulli denkleminden elde edilmiştir. Venant denklemi ile aşağıda gösterilen Martin denklemi arasında temel bir fark bulunmaktadır. Venant denklemi, Bernoulli denkleminden geliştirildiği için kısılmanın olduğu dar kesit düşük basınç bölgesi alınmıştır. Martin denkleminde ise çıkış kesiti düşük basınç kesiti olarak alınmıştır. Denklem 4.14'de gösterilen Venant denkleminin son hali, Martin denklemine ve diğer kaçak debiyi belirleme de kullanılan denklemlere temel oluşturması nedeniyle aşağıda tekrar edilmiştir.

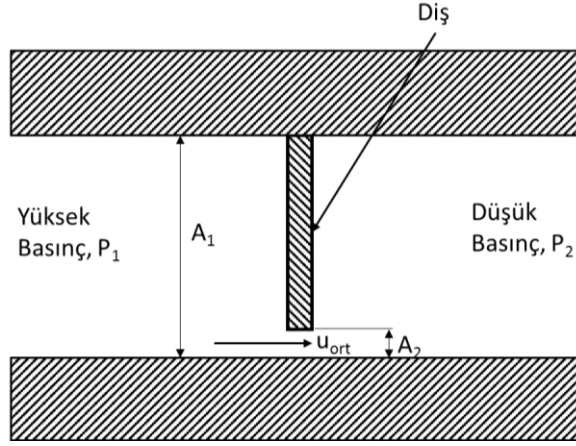
$$\dot{m}_{teorik} = \frac{P_1 A_2}{\sqrt{kRT_1}} \sqrt{\frac{2k^2}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (4.14)$$

4.4.2. Martin Denklemi

Martin (1908), labirent keçelerdeki kaçak debiyi tahmin etmeye yönelik 1908 yılında bir denklem oluşturmuştur. Martin denklemi, gerekli basınç düşümünü sağlayabilmek için kaç tane diş kullanılması gerektiğini bulmak amacıyla türetilmiştir. Labirent keçelerdeki kaçak debiyi tahmin etmeye yönelik ilk çalışmadır. Daha sonra geliştirilen denklemler, Martin denklemini temel almıştır ve geliştirilen taşınım veya debi katsayıları denkleme çarpan olarak ilave edilmiştir. Tamamıyla analitik yaklaşıma dayanan bu denklem, deneysel veriler ile belli bir uyum içindedir ve günümüzde yaygın olarak kullanılmaktadır. Sonraki çalışmalar, deneysel verilerden elde edilen taşınım veya debi katsayılarının Martin denklemine çarpan olarak ilavesiyle, Martin denklemindeki kabullerden kaynaklanan hataların azaltılması üzerine olmuştur. Şekil 4.5’de Martin denkleminin çıkarılışını temsil etmekte kullanılan bir dişli labirent keçe gösterilmiştir. Sıkıştırılabilir akış ve düz labirent keçeler için kaçak debiyi veren Martin denklemi aşağıda verilmiştir.

$$\dot{m} = \frac{A \cdot P_{t1}}{\sqrt{R \cdot T_1}} \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_{s2}}{P_{t1}} \right)^2}{n - \ln \left(\frac{P_{s2}}{P_{t1}} \right)}} \quad (4.15)$$

Venant’ın denklemi, tek bir diş için uygulanabilirken, Martin denklemi birden çok diş için kaçak debiyi tek bir hesaplama işleminde verebilir.



Şekil 4.5. Boğazdaki kısılma

4.4.3. Egli Denklemi

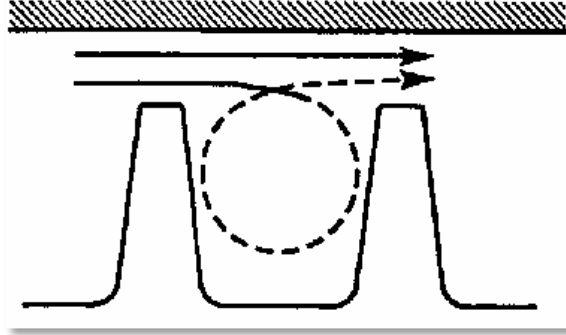
Egli (1935), Martin'in denklemini, deneysel verilerden elde edilen kinetik enerji taşınım katsayısı (μ) ile kullanmayı önermiştir. Bu ampirik katsayı olmadan, Egli ve Martin denklemleri aynı denklemdir. Burada, çıkış basıncı statik basınç, giriş basıncı ise toplam basınç alınmıştır.

$$\dot{m} = \mu_i^{deneysel} \cdot \frac{A \cdot P_1}{\sqrt{R \cdot T}} \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_{t2}}{P_{s1}}\right)^2}{n - \ln\left(\frac{P_{t2}}{P_{s1}}\right)}} \quad (4.16)$$

İdeal labirent keçelerde, açıklığa (clearance) yaklaşan akışkanın hızı sıfır kabul edilir. Akışkan açıklıktan geçerken bir miktar hızlanır. Daha sonra boşluk (cavity) içerisinde ilerlerken tamamen genişlediği düşünülerek jet kinetik enerjisinin tamamının sönmüldüğü ve bir sonraki diş girişindeki hızının tekrar sıfıra eşit olduğu kabul edilmektedir.

Fakat gerçek hava akışında bu şekilde değildir. Şekil 4.6'da gösterildiği üzere dıştan geçen akışkanın bir kısmı boşluğun içindeki sirkülasyona katılacaktır, bir kısmı ise jet halinde direkt olarak diğer diş doğru yönelmektedir. Taşınım katsayısı ile bu jet

halinde hiç genişlemeye uğramayan akışkan hesaba katılmaktadır. Böylece denklem sonucu, ideal duruma göre gerçeğe daha çok yaklaşmaktadır. Taşınım katsayısı 1'den büyük bir değerdir ve debiyi arttırıcı yönde etki etmektedir.

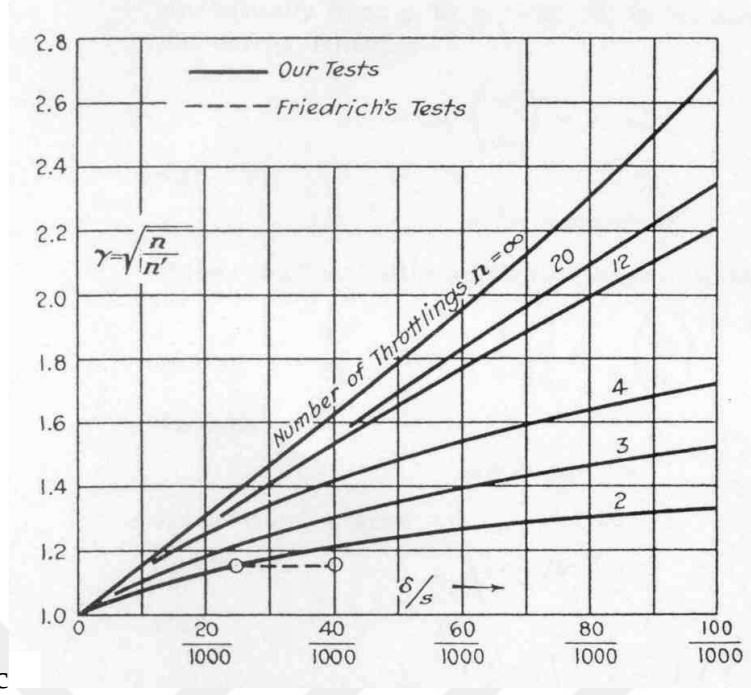


Şekil 4.6. Taşınım katsayısının gösterimi. (Egli, 1935)

Egli, taşınım katsayısının, açıklık artışı ile ve hatve azalışı ile arttığını ifade etmiştir. Egli'nin yöntemi kullanılarak oluşturulan, kaçak debinin oransallığı aşağıda gösterilmiştir.

$$m \approx \frac{1}{\sqrt{n - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}} \quad (4.17)$$

Egli taşınım (n_t) ve ideal diş sayısının (n_{id}) oranı olarak tanımlamıştır. Aşağıda Şekil 4.7'da verilen grafikte, yatay eksen ve düşey eksen sırasıyla $\left(\sqrt{\frac{n_t}{n_{id}}}\right)$ ve $\left(\frac{c_r}{s}\right)$ 'yi tanımlamaktadır. Bu grafik, $\left(\frac{c_r}{s}\right)$ 'nin 0,04 olduğu durumda 2 ($1,4^2$) gerçek diş gerektiğini söylemektedir.



Şekil 4.7. Taşınım katsayısının grafiği, (Egli, 1935)

4.4.4. Hodkinson Denklemleri

Hodkinson (1939), düz ve basamaklı labirent keçeler ve sıkıştırılabilir akışkanlar için Egli'nin ampirik kinetik enerji taşınım katsayısını, labirent keçelerin geometrik özellikleri cinsinden hesaplanabilecek yarı-ampirik bir katsayı ile değiştirmiştir. Hodkinson, bu katsayıyı hesaplamak için Egli'nin deneysel verilerinden yararlanmıştır. Akışkanın, giriş tarafındaki dışın uç kısmından küçük bir açıyla konik olarak genişlediğini ve bir kısmının doğrudan bir sonraki boşluğa girdiğini varsaymıştır.

Hodkinson, kinetik enerji taşınım katsayısının, açıklık ve diş sayısı artışı ile ve hatve azalışı ile arttığını gözlemlemiştir. Fakat bu artış sonsuza kadar söz konusu değildir. Belli bir noktadan sonra fazla bir değişim gözlemlenmemiştir.

Hodkinson, çok büyük basınç düşümlerinde, taşınım katsayısının önemsiz hale geldiğini gözlemlemiştir. Bu durumda açıklık, sızdırmazlık performansına en etkili

değişken konumundadır. Kritik basınçlarda ya da gaz yerine sıvı kullanıldığı durumlarda taşınım katsayısı, önemli bir konuma gelmiştir. Hodkinson denklemi aşağıda yazılmıştır.

$$\dot{m} = \mu_i \cdot \frac{A \cdot P_1}{\sqrt{R \cdot T}} \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}{n - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}} \quad (4.18)$$

$$\mu_i = \sqrt{\frac{1}{1 - \left(\frac{n-1}{n}\right) \cdot \left(\frac{Cr_i / L_i}{(Cr_i / L_i) + 0.02}\right)}} \quad (4.19)$$

4.4.5. Vermes Denklemi

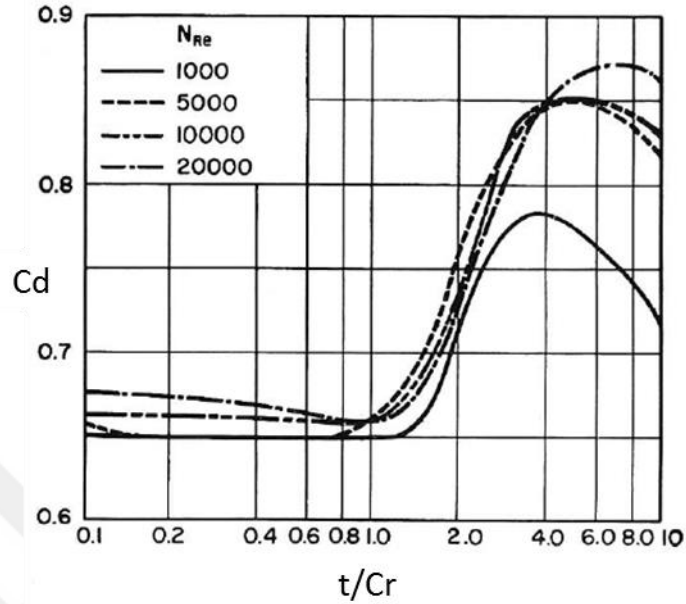
Vermes (1965), düz ve basamaklı labirent keçeler ve sıkıştırılabilir akışkanlar için kendi kinetik enerji taşınım katsayısını (μ) geliştirmiş ve bu faktörü, Martin kaçak debi denklemi ile birleştirmiştir. Aşağıda gösterilen kinetik enerji taşınım katsayısı sınır tabaka teorisinden geliştirilmiştir. Kinetik enerji taşınım katsayısını hesaplamak için aşağıda verilen α katsayısına ihtiyaç duyulmaktadır.

$$\dot{m} = Cd \cdot \mu_i \cdot \frac{A \cdot P_1}{\sqrt{R \cdot T}} \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}{n - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}} \quad (4.20)$$

$$\mu_i = \sqrt{\frac{1}{1 - \alpha_i}} \quad (4.21)$$

$$\alpha_i = \frac{8.52}{\frac{s_i - t_i}{Cr_i} + 7.23} \quad (4.22)$$

Şekil 4.8’de gösterilen grafikte Re sayısına ve t/C_r (diş ucu kalınlığı/Açıklık) oranına göre değişimi gösterilmiştir.



Şekil 4.8. Vermes denklemi için C_d grafiği. (Vermes, 1965)

4.4.6. Neumann Denklemi

Neumann (Childs, 1993) denklemi, dişlerin yüksek ve alçak basınçlarının fonksiyonu olarak tanımlanmıştır. Bu denklem, tek seferde kaçak debiyi vermez fakat kaçak debiyi ve basınç dağılımını verecek diş sayısı (n) kadar bir denklem takımı oluşturur.

Neumann denklemi, yarı-ampirik bir debi katsayısı (C_f) ve kinetik enerji taşınım katsayısı (μ) içermektedir. Yarı-ampirik debi katsayısını hesaplamakta alçak ve yüksek basınçların fonksiyonu olan β katsayısına, kinetik enerji taşınım katsayısını hesaplamak için ise radyal açıklık ve hatvenin fonksiyonu olan α katsayısına ihtiyaç duyulmaktadır. Neumann denklemini hesaplamakta kullanılan Gurevich'in tanımladığı Chaplygin formülü kullanılarak hesaplanan bu katsayılar aşağıda verilmiştir.

$$\dot{m} = C f_i \cdot \mu_i \cdot A_i \cdot \sqrt{\frac{P_i^2 - P_{i+1}^2}{RT}} \quad (4.23)$$

$$C f_i = \frac{\pi}{\pi + 2 - 5\beta_i + 2\beta_i^2} \quad (4.24)$$

$$\beta_i = \left(\frac{P_i}{P_{i+1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \quad (4.25)$$

$$\mu_i = \sqrt{\frac{n}{n \cdot (1 - \alpha_i) + \alpha_i}} \quad (4.26)$$

$$\alpha_i = 1 - \frac{1}{\left(1 + 16.6 \cdot \frac{Cr_i}{s_i} \right)^2} \quad (4.27)$$

4.4.7. Zimmermann ve Wolf Denklemi

Zimmermann ve Wolf (1987), düz ve basamaklı labirent keçeler ve sıkıştırılabilir akışkanlar için bir denklem sunmuşlardır. Bu modellerini kendi yapmış oldukları deneyler ile desteklemişlerdir.

Diş sayısı 1'e eşit ($n=1$) olduğu durumda Venant denklemini, diş sayısı 1'den büyük ($n > 1$) olduğu durumlarda ise Martin denklemini kinetik enerji taşınım katsayısı ile beraber kullanmayı önermiştir. Diş sayısı 1'den büyük olduğu durumda kullanılan kinetik enerji taşınım katsayısı, Hodkinson modeli ile benzerlik göstermektedir ve aynı şekilde kullanılmaktadır.

$$\dot{m} = Cd \cdot \mu_i \cdot \frac{A \cdot P_1}{\sqrt{R \cdot T}} \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^2}{n - \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)}} \quad (4.28)$$

$$\mu_i = \sqrt{\frac{n/(n-1)}{1 - \left(\frac{n-1}{n}\right) \cdot \left(\frac{Cr_i/L_i}{(Cr_i/L_i) + 0.02}\right)}} \quad (4.29)$$

$$\dot{m} = \frac{P_1 A_2}{\sqrt{kRT_1}} \sqrt{\frac{2k^2}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (n=1 \text{ için}) \quad (4.30)$$

Buraya kadar ki kısımda, labirent keçelerin kaçak debilerinin belirlenmesinde yaygın bir şekilde kullanılan denklemler incelenmiştir. Aşağıda bu denklemlerin birbirleri ile olan farklılıklarından bahsedilmiştir.

4.5. Labirent Keçe Debi Korelasyonlarının Karşılaştırılması

Martin (1908), eş-sıcaklıklı ve ideal gaz akışındaki labirent keçelerin kaçak debilerini hesaplamaya yönelik ilk denklemi geliştirmiştir. Bernoulli denkleminde geliştirilen Venant denklemi direk labirent keçelerin kaçak debi hesaplamasına yönelik geliştirilen bir denklem değildir. Bunun dışında Venant denklemiyle Martin denkleminin arasında temel bir farklılık bulunmaktadır. Venant denkleminde düşük basınç bölümü kısılmanın olduğu kesit alınmıştır. Martin denkleminde ise düşük basınç bölümü çıkış kesiti alınmıştır. Martin denkleminde yapılan bu kabul, labirent keçelerin kaçak debi hesaplamasında büyük kolaylık sağlamıştır. Çünkü, labirent keçelerde, kısılmanın olduğu kesitte ki basıncı belirlemek çıkış basıncını belirlemekten oldukça zordur. Ayrıca, Martin denklemini, labirent keçelere yönelik geliştirildiği için labirent keçelerin dış sayısını denkleme dahil edilmiştir. Ayrıca Martin denklemine, kinetik enerji taşınım katsayısını dâhil etmemiştir. Martin denklemi bu konuda literatürdeki en basit ve en temel denklem olmasına karşılık deneysel veriler ile uyum içerisinde sonuçlar vermektedir.

Egli (1935), Martin'in labirent keçelerin kaçak debisini belirlemek amacıyla geliştirdiği denklemi, kinetik enerji taşınım katsayısı ile kullanmıştır. Kinetik enerji taşınım katsayısı, dönüş ve değişken alanın etkisini dâhil etmemiştir. Egli'nin bu

denklemini, düz ve karşılıklı labirent keçelerin kaçak debisini hesaplamakta kullanılabilir.

Hodkinson (1939), kinetik enerji taşınım katsayısını önceden kullanılan termodinamik ile değil de akışkanlar mekaniği ile kullanmıştır. Hodkinson, çıkıştaki akışı ideal olmayan doğal akış gibi modellemiştir.

Vermes (1961), Martin denklemi ile birlikte sınır tabaka teorisini kullanır. Vermes denkleminde, karşılıklı labirent keçelerde gerçek diş sayısı kullanmak yerine sanal bir diş sayısı kullanmıştır.

Wittig (1987), akış alanını sayısal olarak çözmek için upwind sonlu farklar yöntemi ile SIMPLE algoritmasını kullanmıştır. Bu nümerik yöntemim, basınç oranı 2,5'un üstüne çıktığında deneysel veriler ile iyi bir uyum yakaladığı gözlemlenmiştir.

Zimmermann ve Wolf (1987) denklemi, her diş için kinetik enerji taşınım katsayısını belirlemek Wittig'in sayısal sonuçlarını kullanmıştır. Bu sonuçlar her bir diş için ayrı kinetik enerji taşınım katsayısı kullanılması gerektiğini göstermiştir. Ayrıca, Zimmermann ve Wolf, tek bir dişli labirent keçenin kaçak debisinin bulmak için Venant denklemini kullanmayı önermiştir. Diş sayısı arttığında ise Martin denklemini kinetik enerji taşınım katsayısı ile kullanmıştır.

Neumann (Childs, 1993), kendinden öncekilerden farklı bir şekilde denklemini Martin denklemi temel alarak oluşturmamıştır. Neumann denklemi tek bir adımda kaçak debiyi hesaplamaya izin vermez. Her bir dişin öncesi ve sonrası, yüksek ve alçak basınç bölümü sayıldığı için kaçak debiyi belirlemek için diş sayısı (n) kadar denklem oluşturur. Ancak, bu denklem takımı çözüldüğü takdirde kaçak debi belirlenebilir.

Aşağıda Çizelge 4.1'de yaygın şekilde kullanılan korelasyonların karşılaştırılması verilmiştir.

Çizelge 4.1. Kaçak debi korelasyonları karşılaştırması

Labirent Keçe Korelasyonları ve Kullanım Alanları				
Model	Temel Denklem	K. E. Taşınım Katsayısı	Model	Kullanım Alanı
St. Venant	Venant	Yok	Yok	Orifis
Martin	Martin	Yok	Sabit	Düz Labirent
Egli	Martin	Ampirik	Ampirik	Düz ve Karşılıklı Dişli Labirent
Hodkinson	Martin	Hodkinson	Ampirik	Düz Labirent
Vermes	Martin	Vermes	Ampirik	Düz ve Basamaklı Labirent
Neumann (Childs)	Neumann	Neumann	Chaplygin	Düz Labirent
Zimmermann ve Wolf	Venant ve Martin	Ampirik	Ampirik	Düz ve Basamaklı

Yukarıda gösterilen korelasyonlar, sıkıştırılabilir akışta eksenel labirent keçe analizlerinde yaygın bir biçimde kullanılan korelasyonlardır. Bu korelasyonlar gibi sıkıştırılmaz akış için ya da radyal labirent keçeler için de korelasyonlar literatürde mevcuttur. Yukarıda gösterilenlerin dışında kalan korelasyonlar tez kapsamında incelenmemiştir.

Takip eden bölümde labirent keçenin kaçak debi belirlenmesinde kullanılan sayısal yöntem (HAD analizi) detaylı olarak incelenmiştir.

5. SAYISAL YÖNTEM (HAD ANALİZİ)

Labirent keçelerdeki akış; kısılma, sıkışma, genişleme, jet, vortex, sirkülasyon, türbülans, vb. karmaşık akış fiziklerinin olduğu bir akıştır. Sayısal yöntem ismiyle kastedilen HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizi; bu akış fiziklerinin belirlenmesi için ilgili korunum denklemlerini sayısal olarak çözerek labirent keçe tasarımı aşamasında kaçak debinin belirlenmesinde kullanılan oldukça etkili bir yöntemdir. HAD analizinde ilgili akış korunum denklemleri (kütlenin korunumu, momentumun korunumu ve enerjinin korunumu) sonlu elemanlar sayısal yöntemi kullanılarak çözülmektedir. Bu korunum denklemleri, yaygın olarak bilindiği ve kullanıldığı için burada tekrar edilmemiştir.

HAD analizinin amacı; keçelerin çalışma yerlerindeki işletme basıncı, sıcaklığı, devir sayısı ve keçe geometrisi ve açıklık miktarına göre kaçak debinin belirlenmesi ve bununla birlikte akışın görsel incelenmesi ile sızdırmazlık elemanı kaçak debi performansının iyileştirilmesi için geliştirme ve çözümler üretilmesidir. HAD analizinin, 1-Boyutlu akış analizi olan analitik yöntemle göre önemli üstünlükleri vardır. En önemli farklılığı tüm geometrinin 3-Boyutlu olarak tüm detayları ile modellenenbilmesi ve akış fiziğinde daha az basitleştirme ve kabul içermesidir. Bu nedenlerden dolayı, HAD analizi analitik yöntemle göre deneysel sonuçlara daha yakın sonuçlar vermektedir. 1-Boyutlu orifis denklemleri; tüm akışı bir akım çizgisi olarak tanımlamakta ve sürtünmeler için de deneysel olarak belirlenen debi katsayısını kullanmaktadır. Analitik yöntemde geliştirilen korelasyonlar, belli geometriler ve çalışma şartları için geçerlidir. Dolayısıyla, akışın 1-Boyutlu kabulünün doğruluğu; ancak o keçe için özgün olarak belirlenen deneysel debi katsayısının doğruluğu ile sınırlı olmaktadır.

Günümüzde son derece gelişmiş olan HAD analizi paket programları ile çok karmaşık akışların analizi yapılabilmektedir. HAD analiz programlarında, tüm akış fiziğini temsil eden 3-Boyutlu Navier-Stokes korunum denklemlerinin çözümü yanında enerji korunum denklemi de çözümlenerek tüm akış fiziği olabildiğince gerçeğine yakın bir şekilde modellenenbilmektedir. Tüm sürtünme etkileri, sıkıştırılabilirlik ve türbülans

gibi akış davranışları dikkate alınarak çözüm yapıldığından, analitik yöntemle göre çok daha kapsamlı ve doğru sonuçlar vermektedir.

HAD analizinde, sızdırmazlık elemanı bütün geometrik özellikleri ile çalışma şartlarında analiz edilir. Analiz sonucunda akış alanının tamamı görsellenebilir ve istenilen bölgeden istenilen değerler okunabilir. Geometri üzerinde değişiklik yapılması halinde deneysel yöntemdeki gibi yeniden imalata gerek yoktur. Yeni geometri kolaylıkla oluşturulur ve analiz yapılır.

HAD analizinin doğru sonuçlar vermesi için bazı önemli hususlar bulunmaktadır. Bunlardan bazıları; akış fiziğine uygun türbülans modelinin seçilmesi, uygun çözüm metodlarının kullanılması, yeterli sayıda ağ yapısı oluşturulması, düşük hata seviyelerinin yakalanması şeklinde sayılabilir. HAD analizinin bu önemli hususlara dikkat edilerek yapılması, analiz sonuçlarının deneysel sonuçlara daha yakın olmasını sağlamaktadır.

Tez kapsamında, labirent keçelerdeki kaçak debi tespiti için HAD analizi yapılması temel yöntem olarak kullanılmıştır. HAD analizleri ANSYS-Fluent v.15 paket programında yapılmıştır. İlaveten, karşılaştırma yapmak için literatürde bulunan analitik yöntem korelasyonları ile de kaçak debi hesabı yapılmıştır. Ayrıca, bu korelasyonlar kullanılarak hazırlanmış bir paket program olan Flowmaster programı kullanılarak da kaçak debi hesabı yapılmıştır.

Flowmaster paket programı, 1-Boyutlu Bernoulli denklemine göre geliştirilen orifismetre kaçak debi korelasyonlarını kullanan ve eş-zamanlı birçok eleman üzerinden akışı modelleyebilen bir programdır. Flowmaster, karmaşık çok elemanlı akış sistemlerinde kaçak debi hesabı için kullanılmaktadır. Program arka planda, tanımlanmış 1-Boyutlu orifis denklemlerini kullanmakta ve komple akış sistemini bir akış-ağı (flow-network) haline getirerek çözmektedir. Flowmaster programı, kullanıldığı sektöre yönelik farklı modüllerden oluşmaktadır. Havacılık, otomotiv, gemi inşaat ve güç endüstrisi olmak üzere dört ayrı modülü bulunmaktadır. Sektörüne göre, kütüphanesinde tanımlanmış akış elemanları sayesinde, akış sistemlerini 1-Boyutlu modelleyerek akış debisini zamana bağlı veya zamandan bağımsız olarak

hesaplayabilmektedir. Akış sistemindeki; ısı transferini ve ısı kayıplarını, buharlaşma noktalarını ve buna bağlı kavite riskini de belirleyebilmektedir.

Labirent keçelere yönelik olarak Flowmaster programında; giriş ve çıkış sınır şartları (basınç, sıcaklık, devir sayısı vs.) ve labirent geometrisindeki önemli parametreler (rotor çapı, diş sayısı, diş ucu genişliği, adım, vs.) tanımlanarak çözüm yapılmaktadır. Bu tez çalışması kapsamında, Flowmaster paket programından elde edilen sonuçlar, analitik yöntem ve HAD analizi ile elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. HAD analiz sonuçları ayrıca deneysel yöntemde elde edilen sonuçlarla doğrulama amaçlı olarak karşılaştırılmıştır.

Özetle tez kapsamında aşağıdaki üç yöntem ile labirent keçe kaçak debisi hesaplanarak karşılaştırma yapılmıştır.

- 1) Analitik yöntem (korelasyonlar)
- 2) 1-Boyutlu Analiz (Flowmaster)
- 3) Sayısal yöntem (HAD analizi)
- 4) Deneysel yöntem

Takip eden bölümde, tez kapsamında yapılan HAD analizleri için oluşturulan HAD modellerinin tanımlaması yapılmıştır.

6. LABİRENT KEÇE HAD MODELİ

Labirent keçe için oluşturulan HAD modeli aşağıda açıklanmıştır. Ayrıca HAD modelinin doğrulamasına yönelik karşılaştırmalar da bu bölümde verilmiştir.

6.1. HAD Model Oluşturulması

HAD modeli oluşturulurken genel anlamda aşağıdaki metodolojik adımlar gerçekleştirilir ve labirent keçe HAD analizinde de bu adımlar izlenmiştir.

A) Ön işlem (Preprocessing)

- 1) Katı model çizilir ve katı modelden, akış analizinin yapılacağı akış hacmi yani HAD model geometrisi alınır.
- 2) HAD model bölgesinde sınır şartı tanımlanacak sınırlar (sınır çizgileri veya sınır yüzeyleri) tanımlanır ve atanacak sınır şartı çeşidi (giriş, çıkış, duvar, vb.) belirlenir.
- 3) HAD model bölgesi, oluşacak akış alanı tahminine göre yeterli sıklıkta sayısal çözüm ağına (mesh) bölünür.
- 4) HAD analizinde, akış fiziğine uygun çözülecek korunum denklemleri (süreklilik ve Navier-Stokes, enerji), kullanılacak yaklaşımlar (laminer / türbülanslı akış, türbülans modeli, sıkıştırılamaz / sıkıştırılabilir akış, sıkıştırılabilirlik yaklaşımı, sabit / değişken sıcaklık, vb.), akışkan özellikleri ve sınır şartları tanımlanır.
- 5) Korunum denklemlerinin (süreklilik, Navier-Stokes, enerji) ayrıklaştırılmasında kullanılacak metotlar belirlenir.
- 6) HAD analizinde oluşacak denklem matrisinin çözülmesinde kullanılacak yaklaşımlar tanımlanır (iterasyon başlangıcı için ilk akış dağılımı, iterasyon sayısı, yakınsama kriteri, iterasyon sayısı, vb.).

B) Çözüm (Solving)

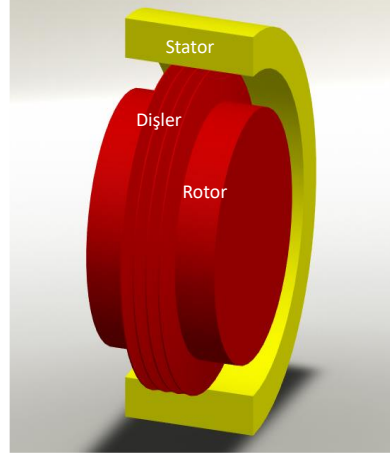
- 1) Akış bölgesinin tanımlandığı sonlu elamanlar için oluşturulan matris denklemi çözülür.

C) Son işlem (Postprocessing)

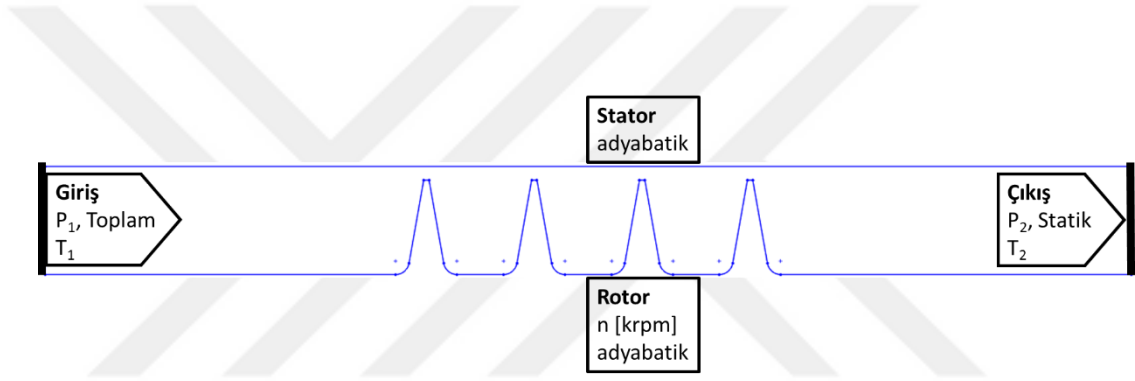
- 1) Çözüm sonucunda tüm akış bölgesinde istenen akış parametreleri okunur.

Aşağıda Şekil 6.1’de HAD analizi yapılacak labirent keçelerden bir tanesinin 3-Boyutlu katı modeli örnek olarak gösterilmiştir. Labirent dişler rotora yerleştirilmiştir ve rotor ile birlikte dönmektedir. Diş uç noktaları ile stator arasında açıklık bulunmaktadır. Bu açıklıktan, yüksek basınç bölgesinden düşük basınç bölgesine doğru hava kaçmaktadır.

HAD analizi için ilk olarak; bu 3-Boyutlu labirent keçe katı modelinden akışın gerçekleştiği bölgeler dikkate alınarak HAD analizi yapılacak HAD model geometrisinin oluşturulması gerekir. Özellikle açıklanmasında fayda olacak bir konu, gözüne alınan HAD model geometrisidir. Tez kapsamında üzerinde çalışılan labirent keçelerdeki akış; silindirik koordinatlarda radyal, eksenel, ve açısall olmak üzere gerçekte 3-Boyutlu bir akıştır. Ancak, açısall yönde gerek geometri gerekse sınır şartları açısından tam tekrar eden bir simetriklik yani periyodik tekrar eden akış söz konusudur. Dolayısıyla, HAD modelinde; açısall yönde herhangi bir değişim olmadığı için radyal ve eksenel doğrultuların dâhil edildiği ve açısall yönün simetrik/periyodik alındığı 2-Boyutlu eksenel-simetrik koordinatlar kullanılmıştır. Dönen rotor yüzeyinin etkisi, 2-Boyutlu eksenel-simetrik koordinatlarda periyodik tekrar eden sınır şartı kullanılarak dâhil edilmiştir. Dolayısıyla; 3-Boyutlu labirent keçe katı modelinde ve sınır şartlarında oluşan simetriklik kullanılarak, HAD model; 2-Boyutlu eksenel-simetrik koordinatlarda oluşturulmuştur. Aşağıda Şekil 6.2’de oluşturulan HAD modelinin geometrisi ve sınır şartları gösterilmiştir. Labirent keçe girişinde ve çıkışında tam gelişmiş akış şartlarının oluşabilmesi için giriş ve çıkış uzunlukları eksenel yönde diş yüksekliğinin 3,5-4 katı olacak şekilde uzatılmıştır. Tez kapsamında yapılan analizler için HAD model tanımlamasında kullanılan tüm yaklaşımlar ve kabuller ise aşağıdaki Çizelge 6.1’de detaylı olarak listelenmiştir. HAD analizleri, ANSYS-Fluent paket programında yapılmıştır.



Şekil 6.1. Labirent keçe örnek katı modeli



Şekil 6.2. HAD model ve sınır şartları

Çizelge 6.1. HAD model tanımlamaları

1)	Koordinat sistemi	2-Boyutlu eksenel simetrik (2-D Axi-symmetrical) koordinat sistemi kullanılmıştır.
2)	Akışkan	Model bölgesinde akan akışkan hava olarak tanımlanmıştır.
3)	Rejim	Sürekli rejimde analiz yapılmıştır.
4)	Akış hali	Labirent dişler arasındaki akış, türbülanslı akış formunda gerçekleşmektedir. Türbülanslı akış modeli olarak “k-epsilon, realizable”, duvar fonksiyonu olarak ise “enhanced wall treatment” kullanılmıştır.

Çizelge 6.1. HAD model tanımlamaları (devam)

5)	Yoğunluk	Basıncıdaki değişim büyük olduğundan ve akışkan gaz fazındaki hava olduğundan, akışkan sıkıştırılabilir olarak tanımlanmıştır. Sıkıştırılabilir akışta yoğunluk hesabı için ideal gaz denklemi kullanılmıştır.
6)	Akışkan özellikleri	Akışkan özellikleri (viskozite, özgül ısı, ısı iletim katsayısı) atmosfer basıncında ve giriş sıcaklığında (298 K) sabit olarak tanımlanmıştır. ρ : ideal gaz denklemi $c_p = 1007 \text{ J/(kg-K)}$ $k = 0.02551 \text{ W/(m-K)}$ $\mu = 1.849 \times 10^{-5} \text{ Pa-s}$
7)	Giriş sınır şartı	Giriş sınır bölgesi için; toplam basınç ve sıcaklık değerleri tanımlanmıştır. Türbülans özellikleri olarak; türbülans yoğunluğu: %5 olarak ve hidrolik çap ise açıklık miktarının iki katı olarak tanımlanmıştır.
8)	Çıkış sınır şartı	Çıkış sınır bölgesi için; statik basınç ve sıcaklık değerleri tanımlanmıştır. Türbülans özellikleri olarak; türbülans yoğunluğu %5 olarak ve hidrolik çap ise açıklık miktarının iki katı olarak tanımlanmıştır.
9)	Rotor sınır şartı	Dönen rotor yüzeyi için açısal hız (devir sayısı) tanımlanmıştır. Isıl olarak ise adyabatik yüzey tanımlaması yapılmıştır. Ayrıca duvar için kaymamazlık şartı seçilmiştir.
10)	Stator sınır şartı	Durağan, adyabatik ve kaymamazlık şartını sağlayan duvar tanımlaması yapılmıştır.
11)	Referans basıncı	Referans basıncı 0 Pa olarak tanımlanmıştır.
12)	Ayrıklaştırma yöntemleri	– Basınç-Hız çifti için, “coupled” olarak seçilmiştir. – Gradient için, “least squares cell based” yöntemi kullanılmıştır. – Basınç için, “presto” yöntemi kullanılmıştır. – Yoğunluk için, “second order upwind” yöntemi kullanılmıştır. – Momentum için, “second order upwind” yöntemi kullanılmıştır. – Enerji için, “second order upwind” yöntemi kullanılmıştır. – Dönüş hızı için, “second order upwind” yöntemi kullanılmıştır. – Türbülans kinetik enerjisi için, “second order upwind” yöntemi kullanılmıştır. – Türbülans dağılım oranı için, “second order upwind” yöntemi kullanılmıştır.
13)	Yakınsama kriteri	Süreklilik, x-hızı, y-hızı, dönüş hızı, enerji, k ve epsilon değerleri için yakınsamada kullanılacak hata değeri 10^{-6} olarak tanımlanmıştır.
14)	İzlenen monitör	Çözüm sırasında giriş kesitindeki debi ve çıkış kesitindeki toplam basınç izlenmiştir.

6.2. HAD Modeli Doğrulaması

Gerek HAD modelinin doğrulanması ve gerekse HAD sonuçlarının değerlendirilmesi için kaçak debi yerine, sızdırmazlık elemanlarında yaygın kullanılan, boyutsuz bir sızdırmazlık performansı değerlendirme sayısı olan ve aşağıdaki denklem ile hesaplanan boyutsuz akış fonksiyonu (Φ) kullanılmıştır. Akış fonksiyonu (Φ), birbirinden farklı sızdırmazlık elemanlarının performansını değerlendirmek amacıyla da kullanılmaktadır. Akış fonksiyonu (Φ) izentropik bağıntılardan elde edilir ve keçenin kısılma (choking) durumunu göstermektedir. (Stocker, 1977)

$$\Phi = \frac{m \cdot \sqrt{T_{t1}}}{A \cdot P_{t1}} \quad (6.1)$$

Akış fonksiyonundaki alan değeri aksi belirtilmedikçe aşınma öncesi açıklık (mantar dış için aşınmadan dolayı açıklık artışı ve oyuklu yuvarlatılmış diş için oyuktan dolayı efektif açıklık artışı hariç) değeri alınarak hesaplanmıştır. Akış fonksiyonu bundan sonraki bölümlerde sonuçların boyutsuz olarak verilmesi için kaçak debi yerine kullanılacaktır.

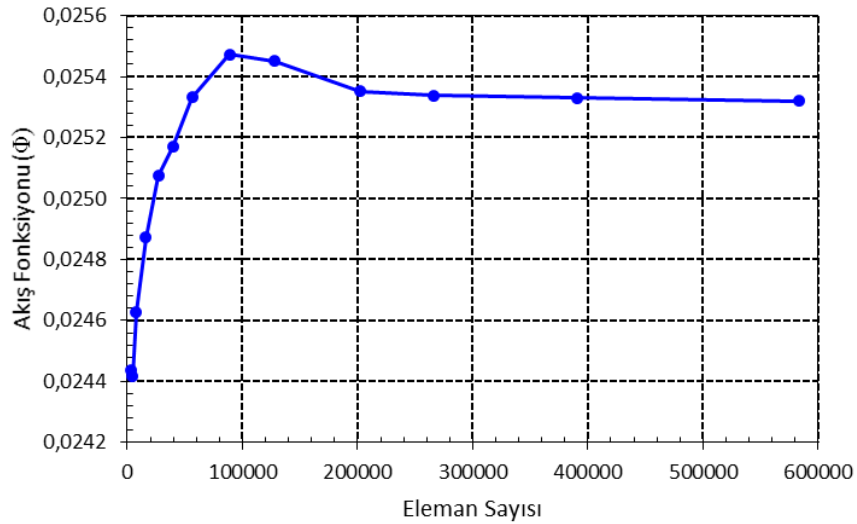
HAD analizleri ANSYS-Fluent programında yapılmıştır. HAD analizinin yapıldığı tüm çalışmalarda tipik olarak iki tip HAD modeli doğrulaması yapılır. Bu doğrulamalar;

- Mesh (çözüm ağı) sayısından bağımsız çözüm doğrulaması
- HAD modeli sonuçlarının doğrulaması

şeklindeir. Aşağıda her iki doğrulama ile ilgili yapılan çalışmalar verilmiştir.

HAD analiz sonuçları; akış alanına göre kullanılan çözüm ağı (mesh) sayısına bağımlıdır. Mesh sayısının yeterince kullanıldığı HAD analizlerinde, artan mesh sayısının sonuç üzerindeki etkisi kabul edilebilir seviyede düşük olmalıdır. Bu amaçla öncelikle mesh sayısından bağımsız bir çözüm elde edilebilmesi için çalışma yapılmıştır. Takip eden bölümde detaylı olarak açıklandığı gibi; özellikle diş üstlerinde kısılmanın olduğu açıklık bölgeleri ve sınır tabakanın oluştuğu rotor ve stator yüzeyleri, çözümün

hassas yapılması gereken ve dolayısıyla sık mesh kullanılması gereken bölgelerdir. Dış üstündeki kısılma bölgeleri için etki küresi (sphere of influence) metodu ve rotor ve stator yüzeyleri için genişleme (inflation) metodu kullanılarak bu bölgelerde daha sık mesh oluşturulmuştur. Değişik mesh sayıları için analizler yapılmış ve aşağıda Şekil 6.3’de akış fonksiyonunun mesh sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Yaklaşık 100,000 mesh sayısına kadar, mesh sayısı arttıkça akış fonksiyonu değişmiştir. Yaklaşık 200,000 mesh sayısından sonra akış fonksiyonundaki değişim ihmal edilebilecek kadar düşük gözlenmiştir. Yapılan tüm HAD analizlerinde mesh sayısı, akış fonksiyonu değişiminin ihmal edilebilecek kadar düşük olduğu bu sıklık mertebesinde tutulmuştur.



Şekil 6.3. Akış fonksiyonunun mesh sayısı ile değişimi

Tez kapsamındaki incelenen labirent keçe parametreleri için HAD analizlerine başlamadan önce HAD modeli doğrulama çalışmaları yapılmıştır. Bu amaçla, HAD modeli dört yöntem ile karşılaştırılmış ve doğrulanmıştır. Bu yöntemler aşağıda listelenmiştir.

- 1) 1-Boyutlu analitik korelasyonlar
- 2) 1-Boyutlu Flowmaster programı

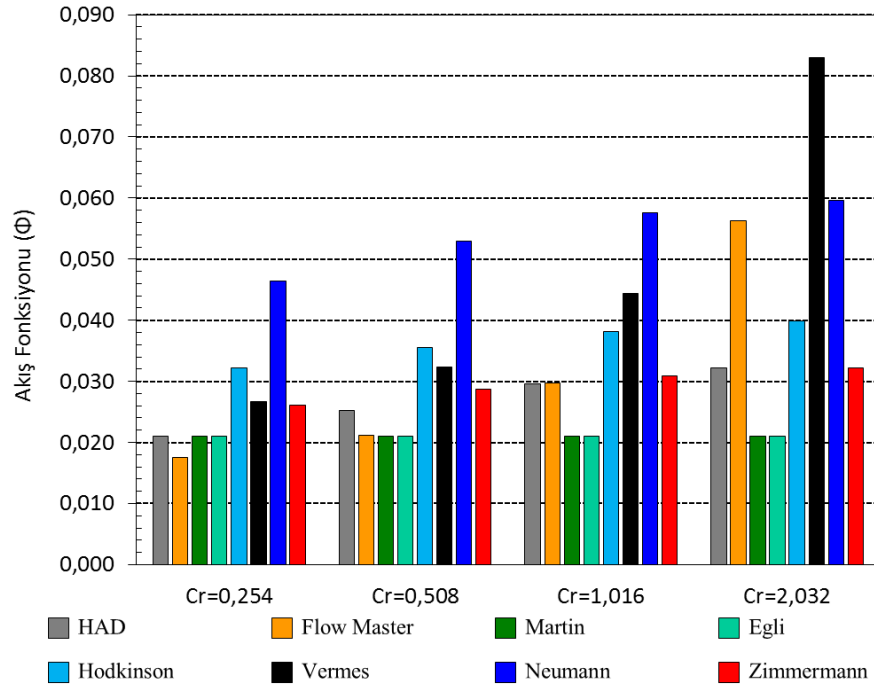
- 3) Diğer HAD analizleri
- 4) Test sonuçları

1-Boyutlu analitik korelasyonlarla ve 1-Boyutlu Flowmaster programı ile karşılaştırma:

Burada, karşılaştırma yapmak amacıyla öncelikle örnek bir labirent keçe geometrisi ve çalışma şartları belirlenmiştir. Ardından seçilen labirent keçe için kaçak debi hesaplanmış ve karşılaştırılmıştır. Bu amaçla; ileriki bölümlerde temel durum analizi olarak da kullanılacak olan Şekil 6.2’de gösterilen HAD modeli geometrisi ve sınır şartları kullanılmıştır. Bu temel durumda, labirent keçe 4 düz diğten oluşmaktadır. Basınç oranı 1,5 alınarak

($R_p=1,5$) 4 farklı açıklık için ($c_r=0,254$; 0,508; 1,016; 2,032 mm) hesaplamalar yapılmıştır.

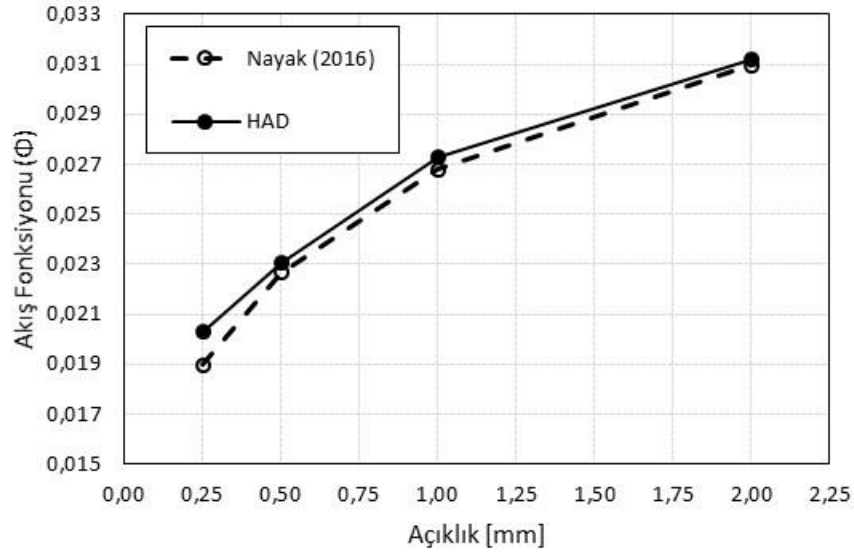
Tez kapsamında yapılan HAD analizlerin doğruluğunu kontrol etmek için temel duruma yönelik labirent keçe HAD analizlerinden elde edilen kaçak debi; Flowmaster programı ve analitik korelasyonlar ile Şekil 6.4’de karşılaştırılmıştır. Dört farklı diğ açıklığı için yapılan karşılaştırmalarda, genelde HAD analizi, Flowmaster programı ile ve en iyi Martin, Egli ve Zimmermann korelasyonları eşleşmiştir (Şekil 6.4). Diğer korelasyonlar hem kendi içlerinde hem de HAD analiz sonuçlarıyla iyi bir eşleşme sağlamamıştır. HAD analizi ve Flowmaster sonuçları, açıklık 1,016 mm’yi geçinceye kadar oldukça iyi bir uyum içindedir. Ayrıca, açıklık arttıkça artan bir eğilim ile korelasyonlar arasında büyük sapmalar görülmektedir. Şekil 6.4’de korelasyonların, bazı çalışma koşulları için kullanılamaz olduğu ve büyük diğ açıklıkları için çok farklı sonuçlar verdiği görülmektedir. Dolayısıyla, HAD analizi korelasyonlara göre daha güvenilir sonuçlar vermektedir. Şekil 6.4 labirent keçe diğ sayısının dört olması için oluşturulmuştur. Farklı diğ sayıları için de hesaplamalar tekrar edilmiş ve Şekil 6.4’deki aynı eğilim görülmüştür.



Şekil 6.4. HAD modelinin Flowmaster programı ve analitik korelasyonlarla karşılaştırılması

Diğer HAD analizleri ile karşılaştırma:

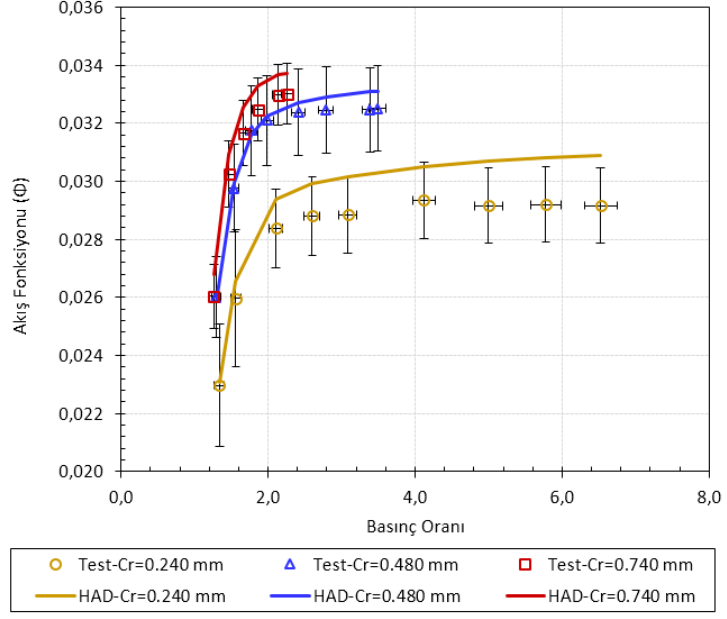
Buradaki karşılaştırma için literatür tabanlı HAD analizi sonuçları kullanılmıştır. Literatürdeki makalelerde özellikle geometri ve çalışma şartlarına yönelik verilen bilgiler ilgili çalışmaların tekrar edilebilmesi için eksiktir. Bu amaçla yapılan literatür taramasında tüm bilgilerin bulunduğu sadece birkaç yayına rastlanmıştır. Bu yayınlarda birisi olan Nayak (2016)'in makalesinde, düz labirent ve balpeteği labirent keçe için HAD analizi sonucu ile birlikte geometri ve sınır şartları için tüm bilgiler verilmiştir. Ayrıca, Nayak makalesinde kendi kullandığı HAD analiz modelini literatürden aldığı test datası ile doğrulamıştır. Nayak'ın bu çalışmasının HAD analizlerinin tekrarı tez kapsamında kullanılan yaklaşımlarla yapılmış ve Şekil 6.5'de düz labirent keçeler için sonuçlar karşılaştırılmıştır. Görüldüğü üzere Nayak'ın HAD analizi ile tez kapsamında kullanılan HAD modeli sonuçları büyük oranda eşleşmiştir. Dört farklı açıklık (0,25 mm; 0,50 mm; 1,00 mm; 2,00 mm) için tekrar edilen analizlerde aradaki fark sırasıyla %7, %1,7, %1,9 ve %0,9 seviyelerindedir.



Şekil 6.5. HAD modelinin literatür tabanlı diğer HAD analizi ile karşılaştırılması

Test sonuçları ile karşılaştırma:

Bu amaçla, Şekil 6.6’da Sızdırmazlık Elemanları test düzeneğinde yapılan testler ile HAD analiz modeli karşılaştırılmıştır. Grafikte test düzeneğinin belirsizlik değerleri de görülebilir. Karşılaştırma işlemi, 3 farklı açıklık değeri için farklı basınç farklarında yapılmıştır. Görüldüğü üzere, belirlenen akış fonksiyonunun basınç farkı ile değişimi, benzer bir eğilimle birbirine oldukça yakın çıkmıştır. Karşılaştırma sonucunda, test sonucu ile HAD analiz sonucu arasında yaklaşık %3 fark görülmüştür. Bu düşük farkın, HAD analizinin ve test düzeneğinin belirsizliği içerisinde kaldığı söylenebilir. Bu farklar kabul edilebilir seviyede düşüktür. Test sonuçları ile HAD analizlerinin oldukça iyi eşleştiği söylenebilir.



Şekil 6.6. HAD modelinin testler ile karşılaştırılması

Görüldüğü gibi, mevcut HAD modelinin doğrulamasına yönelik yapılan karşılaştırmalar (1-Boyutlu analitik korelasyonlar, 1-Boyutlu Flowmaster programı, diğer HAD modelleri ve test sonuçları) sonuçların aynı eğilimde ve yakın çıktığını göstermektedir. Bu yakınlık, mevcut HAD modelinin doğrulaması için oldukça yeterli seviyededir.

Bu kısımdan sonraki bölümlerde; tez kapsamına yönelik labirent keçe kaçak debisi öncelikle düz diş için ve ardından değişik aşınma geometrileri olan mantar ve yuvarlatılmış diş için HAD analizleri kullanılarak incelenmiştir.

7. DÜZ DİŞ ANALİZLERİ

Tezin amacı labirent keçelerde aşınmış diş geometrilerinin kaçak debiye etkilerinin belirlenmesidir. Bu amaçla aşağıda listelenen 3 farklı diş geometrisi incelenmiştir:

- 1) Düz diş
- 2) Mantar diş
- 3) Yuvarlatılmış diş

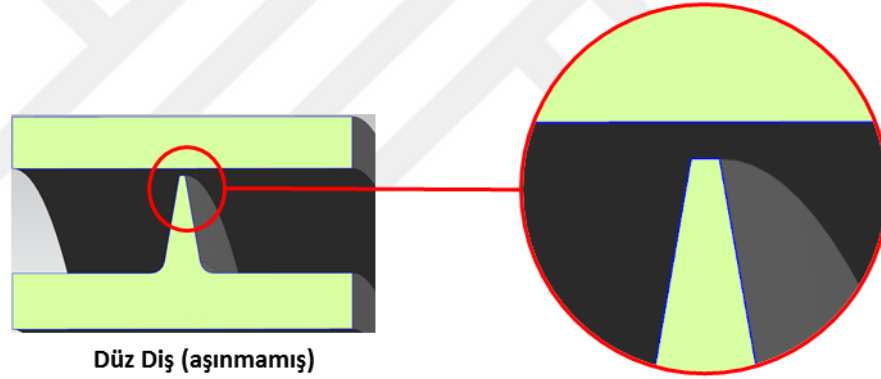
Aşınmamış düz dişe göre, mantar ve yuvarlatılmış olmak üzere iki tür aşınma geometrisi incelenmiş olacaktır. Aşınma geometrisinin kaçak debiye etkisi düz dişe göre belirlenecektir. Bu sebeple öncelikle düz diş geometrisi temel geometri olarak alınmış ve kaçak debinin (akış fonksiyonunun) belirlenmesi için HAD analizleri gerçekleştirilmiştir.

Labirent keçe analiz parametreleri, genel amaçlı bir inceleme gerçekleştirmek amacıyla ilgili tüm fiziksel büyüklükleri içerecek şekilde aşağıdaki gibi seçilmiştir. Aşağıda Şekil 7.1’de düz dişin şekilsel gösterimi sunulmuştur. Öncelikle uygulama yerine göre sabit bir diş geometrisi Şekil 7.2’de gösterildiği gibi belirlenmiştir. Şekilde tüm ölçüler mm cinsinden verilmiştir. Diş geometrisine yönelik tüm diş boyutları (yükseklik, kök ve uç kalınlıkları, eğim, hatve), akış oluşumu ve kaçak debi üzerinde belli seviyede etkili olacaktır. Tez kapsamında diş boyutları uygulama yerine özgün olarak belirlenmiştir. Aşağıda Şekil 7.3’de ise düz dişli labirent keçe analizlerinde kullanılan HAD modeli için keçe geometrisi ve sınır şartları tipik olarak 4 dişli labirent keçe için gösterilmiştir. HAD modelinde, Bölüm 6.1’de detaylı olarak açıklanan ve Çizelge 6.1’de belirtilen tanımlamalar ve yaklaşımlar kullanılmıştır.

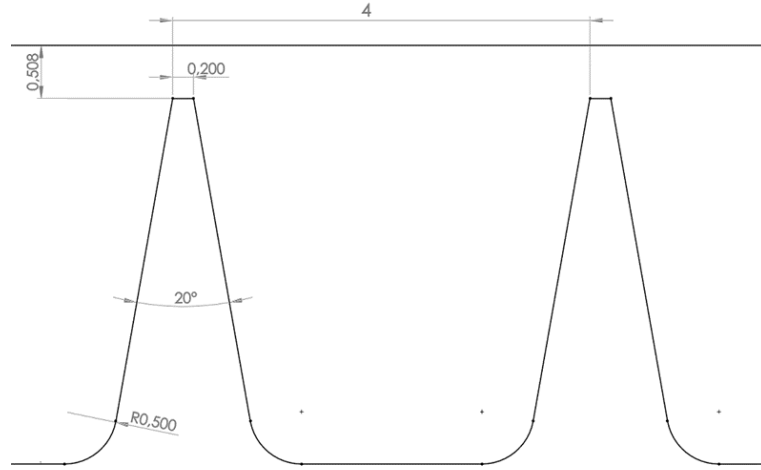
Labirent keçe uygulamalarında kaçak debi (akış fonksiyonu) üzerinde etkili çalışma şartı parametreleri;

- 1) diş ucu açıklığı (C_r)
- 2) basınç oranı (R_p)
- 3) diş sayısı ve (n_t)
- 4) rotor dönüş hızı (n)

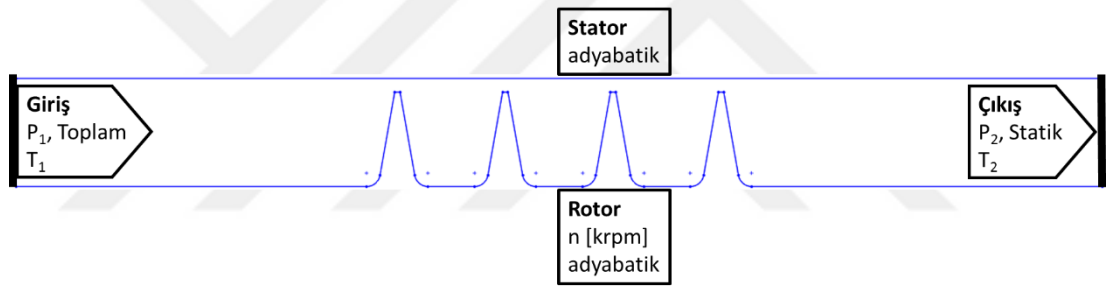
şeklindedir. İncelenen parametrelerin değişim aralıkları uygulama yerine ve çalışma şartlarına bağlı olarak; açıklık miktarı ($c_r=0,127-0,508$ mm), basınç oranı ($R_p=1,5-3,5$), diş sayısı ($n_t=2-12$) ve rotor dönüş hızı ($n=0-80$ krpm) belirlenmiştir. Bu parametreler ve değişim aralıkları aşağıda Çizelge 7.1’de gösterilmiştir. Bu parametrelerin komple çapraşık etkilerinin belirlenebilmesi için oluşacak HAD analizi matrisindeki HAD analizi sayısı oldukça yüksek olacaktır. Bu nedenle her bir parametrenin etkisinin ayrı olarak incelenebilmesi için parametrelerin minimum ve maksimum değerleri ve uygulama pratikleri dikkate alınarak temel bir durum için değerler seçilmiştir. Bu temel durum parametreleri Çizelge 7.1’de gösterilmiştir. Düz diş için devam eden bölümlerde aksi belirtilmedikçe tüm şekil ve grafikler bu temel durum parametreleri (diş ucu açıklığı $c_r=0,508$ mm; basınç oranı $R_p=1,5$; diş sayısı $n_t=4$; rotor dönüş hızı $n=0$ rpm) için oluşturulmuştur.



Şekil 7.1. Düz diş şekilsel gösterimi



Şekil 7.2. Düz diş geometrik ölçüleri

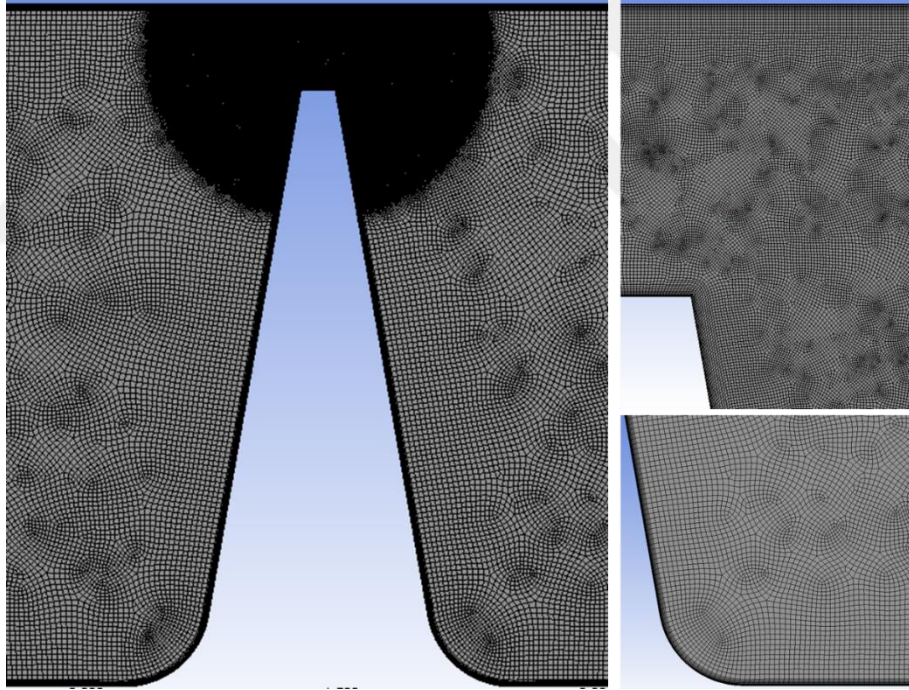


Şekil 7.3. Düz diş labirent keçe için HAD model geometrisi ve sınır şartları

Çizelge 7.1. Düz diş analiz matrisi

#	Parametreler		Değerler (Min., Temel, Max.)
1	Açıklık	c_r (mm)	0,127 - 0,254 - 0,508
2	Basınç oranı	R_p	1,5 - 2,5 - 3,5
3	Diş sayısı	n_t	2 - 4 - 8 - 12
4	Rotor dönüş hızı	n (krpm)	0 - 10 - 20 - 30 - 40 - 80

Düz dişli labirent keçe analizlerinde Şekil 7.4’de gösterilen mesh yapısı kullanılmıştır. Diş üstündeki kısılma bölgeleri için etki küresi (sphere of influence) metodu ve rotor ve stator yüzeyleri için genişleme (inflation) metodu kullanılarak bu bölgelerde daha sık mesh oluşturulmuştur. Özellikle sınır tabakaya yakın bölgelerdeki değişimi daha iyi modelleyebilmek ve y^+ değerlerini kabul edilebilir seviyede tutabilmek için rotor ve stator yüzeylerinde ince katmanlar şeklinde giderek artan (inflation) mesh yapısı kullanılmıştır. Dört diştan oluşan temel durum için mesh sayısı $\sim 4 \times 10^5$ seviyesindedir. Aynı mesh topolojisi kullanılmakla birlikte artan/azalan diş sayısı ile mesh sayısı değişmektedir. Bu mesh topolojisi ile analizlerde kullanılan mesh sayıları, mesh bağımsız sonuç elde edilmesi için Şekil 6.3’te de gösterildiği gibi yeterli seviyededir. Düz dişli labirent keçe HAD analizlerinin sonuçları aşağıda detaylı olarak verilmiştir.



Şekil 7.4. Düz diş labirent keçe analizlerinde kullanılan mesh yapısı

7.1. Akış Alanı

Çalışmanın nihai çıktısı olarak akış fonksiyonunun Çizelge 7.1’de belirtilen parametrelere göre değişimini incelemekten önce, labirent keçede oluşan akış alanının anlaşılabilmesi için öncelikle akış görsellemesi yapılarak HAD analizi sonuçları incelenmiştir. Bu inceleme, temel durum HAD analizi parametreleri için yapılmıştır. Sırasıyla; statik basınç dağılımı (Şekil 7.5), hız dağılımı (Şekil 7.6), hız vektörü (Şekil 7.7 ve Şekil 7.8) ve akım fonksiyonu (Şekil 7.9) eş-değer grafikleri oluşturulmuştur. Ayrıca; dişlerin eksenel akış boyunca etkisini gözlemleyebilmek için diş üstü açıklığının ortasından geçen eksenel çizgi boyunca statik basınç ve Mach sayısı değişimleri, tüm basınç oranları için ($R_p=1,5; 2,5; 3,5$) sırasıyla Şekil 7.10 ve Şekil 7.11’deki grafiklerde çizilmiştir.

Özellikle basınç dağılımı ve hız vektörleri incelendiğinde, basıncın eksenel yönde kademeli olarak dişler üzerinde düştüğü görülmektedir. Geniş giriş bölgesinden ilk dişteki açıklık bölgesine doğru kısılma olmakta ve hız artmaktadır. Artan hız ile basınç düşmektedir. İlk diş üstü açıklığından jet halinde çıkan akış, ikinci diş üstündeki kısılma bölgesine adeta enjekte edilirken, bir kısım akış ise dişler arasındaki hatve boşluklarına genişlemekte ve sürekli dönen bir girdap oluşturmaktadır. Böylece son dişe kadar devam eden akış topolojisi, son diştten sonra çıkış bölgesindeki boşluğa genişlemektedir. Diş üstü kısılma bölgelerinde yüksek hızlı akış ve hatve boşluklarında girdap akışları oluşmaktadır. Kısılma bölgelerindeki yüksek hızlı akışta oluşan sürtünme kayıpları ve hatve boşluklarında oluşan ilave girdap sürtünme kayıpları, akışın enerjisini düşürmekte ve kaçak debiyi azaltmaktadır.

Şekil 7.5 ve Şekil 7.10’de görüldüğü gibi basınç, ilk diştten son dişe doğru kademeli olarak düşmektedir. Şekil 7.10 incelendiğinde, her bir diş üzerindeki basınç yükü, basınç oranına bağlı olarak değişmektedir. Suryanarayanan ve Morrison (2009) tarafından yapılan çalışmada, ilk dişin genelde bütün durumlarda göreceli olarak diğer dişlere göre daha yüksek basınç yükü taşıdığı vurgulanmıştır. Akış, giriş kısmındaki geniş giriş boşluğundan ilk diş açıklığına doğru kısılmaktadır. Bu ilk dişin girişindeki kısılma etkisi, büyük yerel kayıplara ve daha fazla basınç düşmesine neden olmaktadır. İlk diştten sonra, akış bir sonraki açıklığa geçerken, bir önceki açıklıktan jet halinde geçtiğinden dolayı, ilk diştten sonra daha az yerel kayıplar ve basınç düşümü görülmektedir. Bu akış

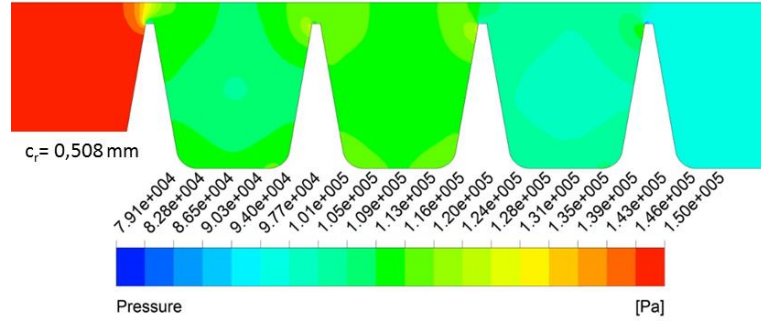
davranışı hem düşük hem yüksek basınç oranları için geçerlidir. Yüksek basınç oranlarında ilaveten bir başka akış davranışı daha gözlenmektedir ve aşağıdaki paragrafta açıklanmıştır.

Şekil 7.10’de görüldüğü gibi, $R_p=2,5$ ve $R_p=3,5$ gibi yüksek basınç oranlarında, $R_p=1,5$ ile karşılaştığında son diş daha fazla basınç yükü taşıırken ilk dişteki yük de artmaktadır. Yüksek basınç oranlarında artan kaçak debi miktarı önemli ölçüde akış hızını artırır. Yüksek akış hızından dolayı eksenel doğrultuda ilerledikçe basınç ve Mach sayısında Şekil 7.10 ve Şekil 7.11’da görüldüğü gibi dalgalanmalar oluşmaktadır. Yüksek basınç oranları için Mach sayısı Şekil 7.11’da görüldüğü gibi birden büyük değerlere çıkmaktadır. Son diş; Mach sayısının artmasından dolayı daha fazla basınç yükü taşımaya başlamaktadır. Mach sayısı birin altında olduğu durumlarda ilk diş üzerinde daha fazla basınç yükü oluşurken, Mach sayısı birin üstüne çıktığı durumlarda son diş üzerinde daha fazla basınç yükü oluşmaktadır.

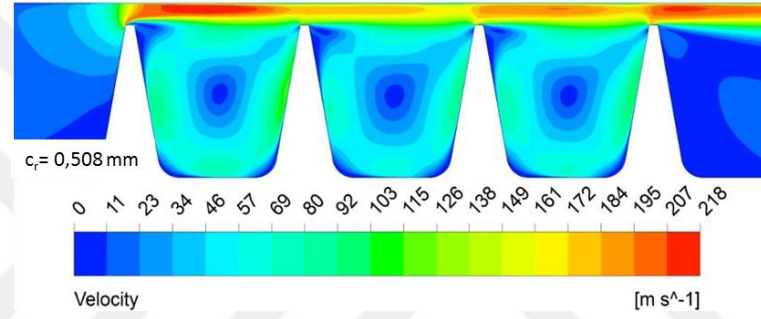
Şekil 7.12’de birinci ve son (dördüncü) diş basınç yükünün, basınç oranı ve Mach sayısı ile değişimi çizilmiştir. İlk diş; $R_p=1,5$ ’da toplam basınç yükünün $\sim\%70$ ’ini taşıırken, bu durum $R_p=3,5$ ’da $\sim\%45$ ’e düşmektedir. Son diş ise; $R_p=1,5$ ’da ve $R_p=3,5$ ’da sırasıyla $\sim\%20$ ve $\sim\%50$ basınç yükü taşımaktadır.

Şekil 7.6’te gösterilen hız dağılımı, Şekil 7.7’da gösterilen hız vektörleri ve Şekil 7.9’de gösterilen akım fonksiyonu; akış ayrılmalarını, akış bozukluklarını ve vena contracta (kısılma) etkisini göstermektedir. Düz dişli labirent keçenin diş köşeleri keskin hatlara sahip olduğu için aşınmış yumuşak hatlı geometrilere göre (mantar diş ve yuvarlatılmış diş) yerel kayıplar ve vena contracta (kısılma) etkisi daha fazladır. Böylece; düz dişte kaçak debinin diğer aşınmış diş durumlarına göre daha az olması beklenmektedir.

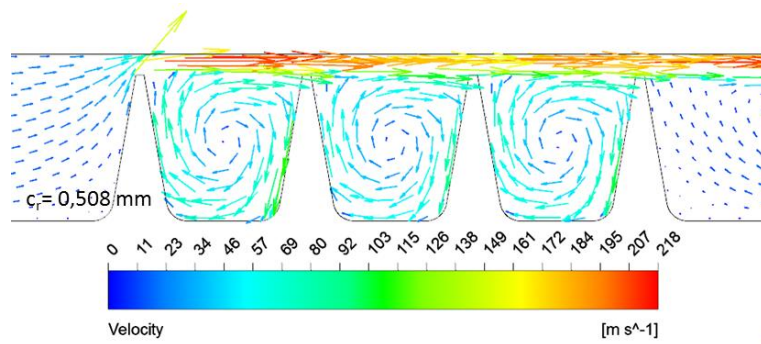
Aşağıdaki alt bölümlerde, Çizelge 7.1’de belirtilen parametrelerin kaçak debiye etkisi ayrı ayrı incelenmiştir.



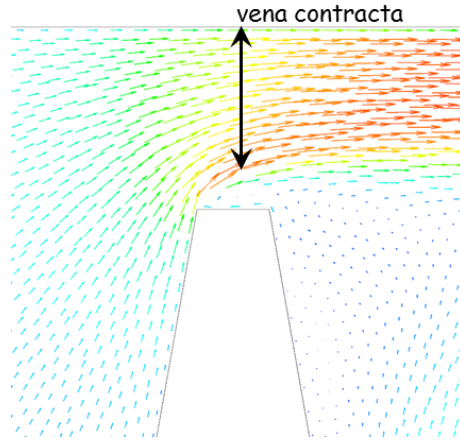
Şekil 7.5. Düz diş için Statik basınç dağılımı



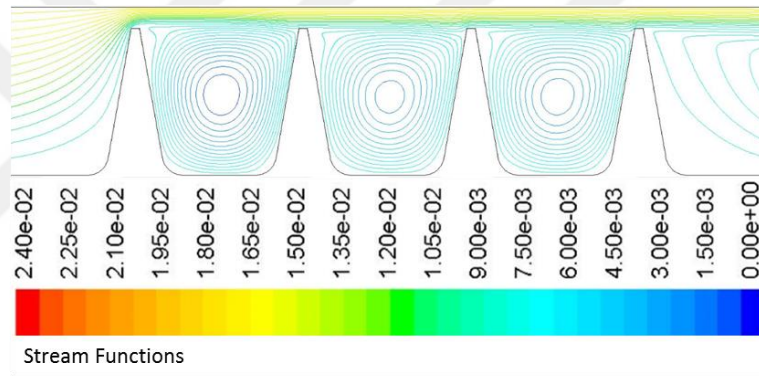
Şekil 7.6. Düz diş için hız dağılımı



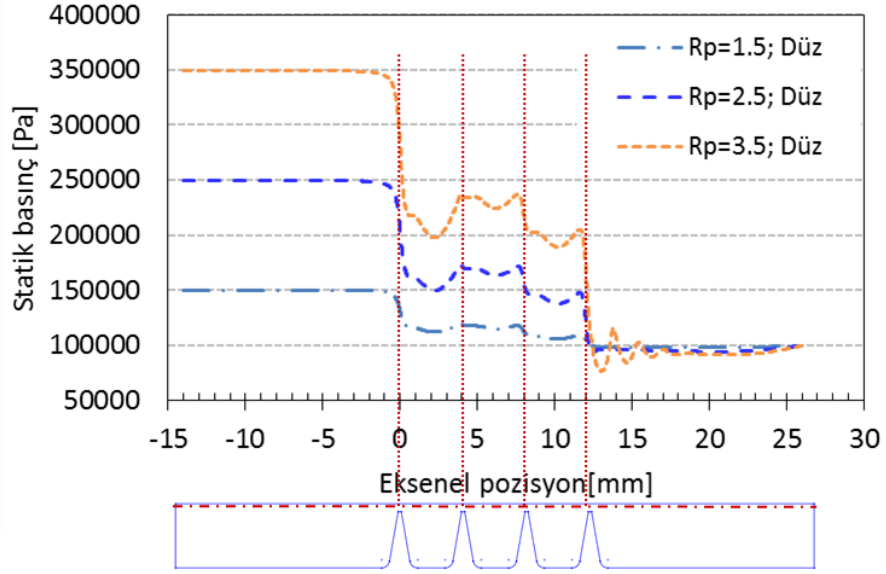
Şekil 7.7. Düz diş için hız vektörleri



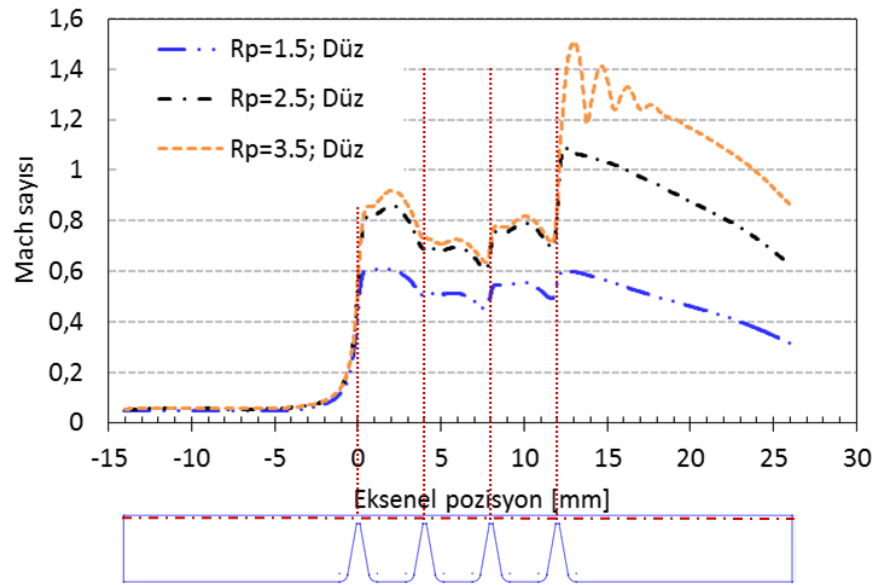
Şekil 7.8. Düz diş için kısılma bölgesindeki hız vektörleri



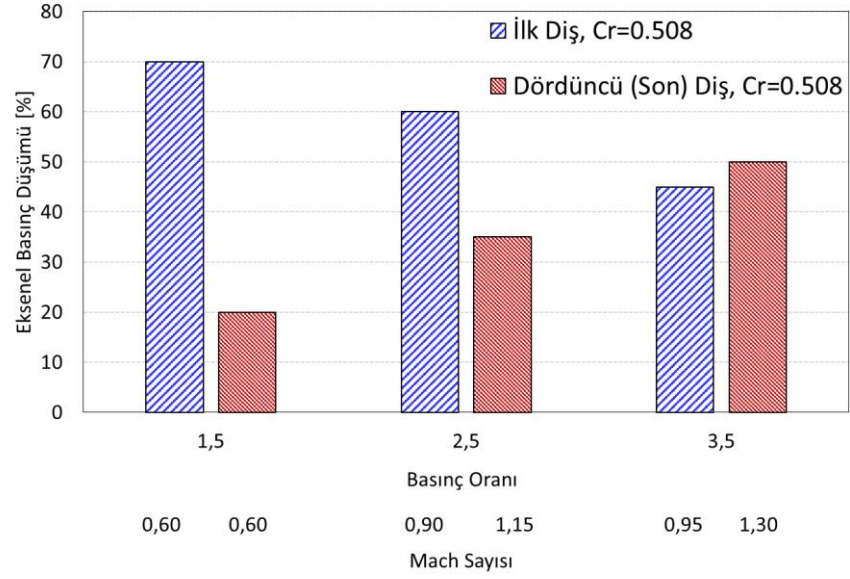
Şekil 7.9. Düz diş için akım fonksiyonu



Şekil 7.10. Düz diğ için diğ üstü açıklığının ortasından geçen eksenel çizgi boyunca statik basınç değişimi ($c_r=0,508$ mm için)



Şekil 7.11. Düz diğ için diğ üstü açıklığının ortasından geçen eksenel çizgi boyunca Mach sayısı değişimi ($c_r=0,508$ mm için)



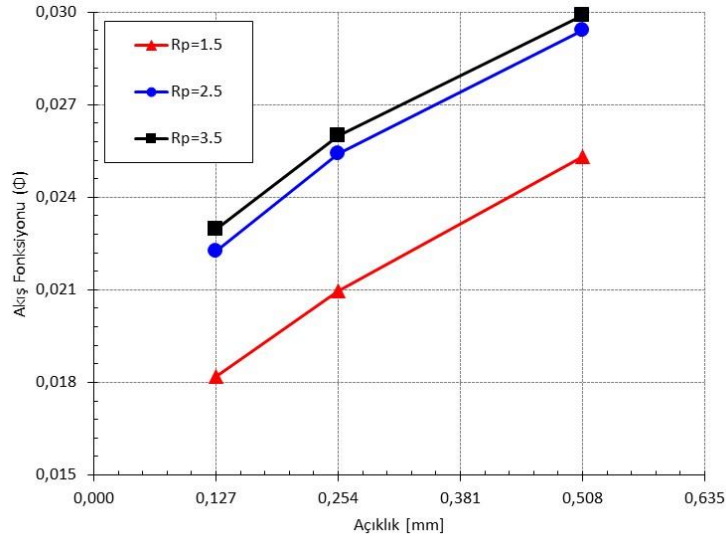
Şekil 7.12. Düz diş için birinci ve dördüncü dişin üzerindeki basınç yükünün, basınç oranı ve Mach sayısı ile değişimi ($c_r=0,508$ mm için)

7.2. Açıklık

Labirent keçe kaçak debisi (akış fonksiyonu) üzerinde incelemesi yapılan ilk parametre Çizelge 7.1’de gösterildiği gibi diş üstü açıklığıdır. Bu açıklık, uygulama yerine ve çalışma şartlarına bağlı olarak ($c_r=0.127-0.254-0.508$ mm) değerlerinde belirlenmiş ve HAD analizleri yapılmıştır. Akış fonksiyonunun (Φ) diş üstü açıklığı ile değişimi Şekil 7.13’de gösterilmiştir. Grafikteki bütün analizler; dönmeyen rotor ($n=0$ krpm) ve $n_r=4$ diş sayısı için gerçekleştirilmiştir.

Açıklık arttıkça, akışkanın daralarak geçtiği kısılma bölgesindeki akış alanı artacağından dolayı kısılma bölgesinden daha fazla akışkan geçecektir. Böylece Şekil 7.13’de görüldüğü gibi, açıklık arttıkça akış fonksiyonu yaklaşık doğrusal olarak 45° ’ye yakın bir eğimle artmaktadır. Açıklık, labirent keçeler ve diğer dönen ve sabit yüzeyler arasında sızdırmazlık sağlayan elemanlar için en önemli parametredir. Sızdırmazlık elemanı için belirlenen tasarımsal çalışma açıklığı aşınma ile artarsa, akış fonksiyonu artışına sebep olmasının yanında turbomakinanın güvenilirliğini ve

verimini de doğrudan etkiler. Sızdırmazlık elemanlarındaki açıklık, turbomakinanın çalışma şartları göz önünde bulundurularak her turbomakina için özel olarak belirlenir.



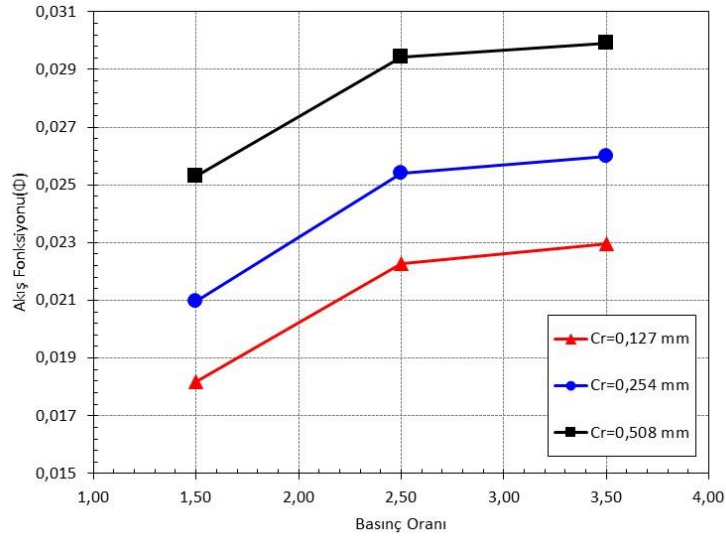
Şekil 7.13. Düz diş için akış fonksiyonunun açıklık ile değişimi

7.3. Basınç Oranı

Akış fonksiyonunun basınç oranı ile değişimi Şekil 7.14’de gösterilmiştir. Grafikteki bütün analizler dönmeyen rotor $n=0$ krpm, $n_r=4$ diş sayısı için gerçekleştirilmiştir. Analizlerde çıkış basıncı sabit tutulmuştur ve giriş basıncı belli bir basınç oranını sağlamak üzere artırılmıştır. Bu nedenle, yüksek basınç oranlarında, girişteki hava yoğunluğu daha yüksektir. Artan basınç oranı, giriş-çıkış arasındaki potansiyel farkı artırdığından akış fonksiyonu artmaktadır. Basınç oranının düşük değerlerindeki akış fonksiyonu artışı daha yüksek gerçekleşmiştir. Burada, artan basınç oranı ile debi artışının azalması boğulmaya yönelimi göstermektedir.

Aynı grafikte ayrıca, çapraz bir karşılaştırma olarak akış fonksiyonunun açıklık ile değişimi de gösterilmiştir. Debi artışı, geniş açıklıklarda daha yüksek gerçekleşmektedir. Yani, geniş açıklıklarda daha büyük eğim açısı ile akış fonksiyonu

artmaktadır. Bu durum; literatürde Jun vd. (2006), Micio vd. (2011) ve Wensheng vd. (2011) tarafından da raporlanmıştır. $R_p=2,5$ civarında akış kısılmaya maruz kalmıştır. Bu sebeple, akış fonksiyonu artmıştır fakat akış fonksiyonu artış oranı kısılmadan dolayı azalmıştır.



Şekil 7.14. Düz diş için akış fonksiyonunun basınç oranı ile değişimi

7.4. Diş Sayısı

Akış fonksiyonunun diş sayısı ile değişimi Şekil 7.15’de gösterilmiştir. Grafikteki bütün analizler dönmeyen rotor ($n=0$ krpm) ve $R_p=1,5$ basınç oranı için gerçekleştirilmiştir. Aynı grafikte ayrıca, çapraz bir karşılaştırma olarak akış fonksiyonunun açıklık ile değişimi de gösterilmiştir.

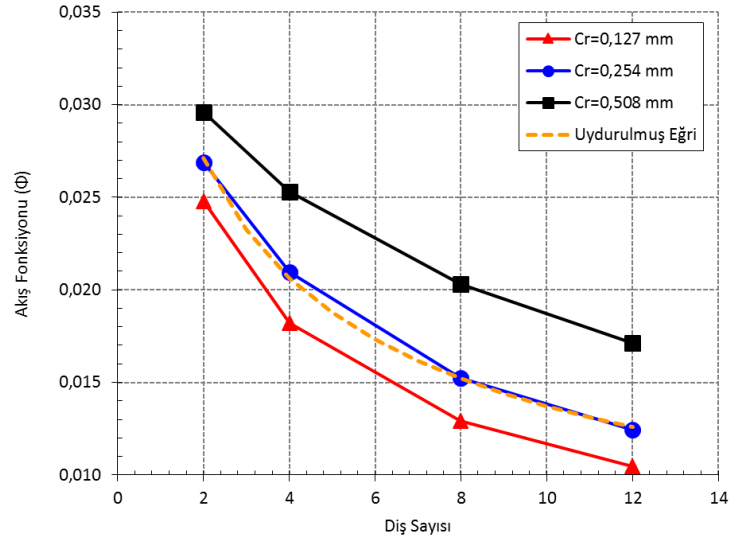
Diş sayısı arttıkça ($n_t=2-12$), kısılma bölgesi ve hatve boşluk sayıları arttığından, daha fazla sürtünme ve kinetik enerji kaybı gerçekleşir. Kaçak debi (akış fonksiyonu), diş sayısı arttıkça tüm durumlar için benzer bir eğilim ile azalmaktadır.

Düşük diş sayılarında (mesela diş sayısının 2'den 4'e çıkarılması), artan diş sayısının kaçak debiyi azaltma miktarı daha etkin olmaktadır. Yüksek diş sayılarında (mesela diş sayısının 6'dan 12'ye çıkarılması), artan diş sayısının kaçak debiyi azaltma miktarı daha düşük olmaktadır. Yani; diş sayısı artışının, belli bir noktadan sonra kaçak debideki düşüş için önemi azalmaktadır. Ayrıca, grafikte gösterilen diş sayılarına ilave olarak daha yüksek diş sayıları için analizler yapılmıştır. Açıklığın $c_r=0,508$ mm değerinde $n_t=16$ ve 24 diş sayısı için akış fonksiyonu değerleri sırasıyla 0,0149 ve 0,0121 olarak hesaplanmıştır. Bu durum, yüksek diş sayılarında, artan diş sayısı ile kaçak debideki düşüşün giderek azaldığını göstermektedir.

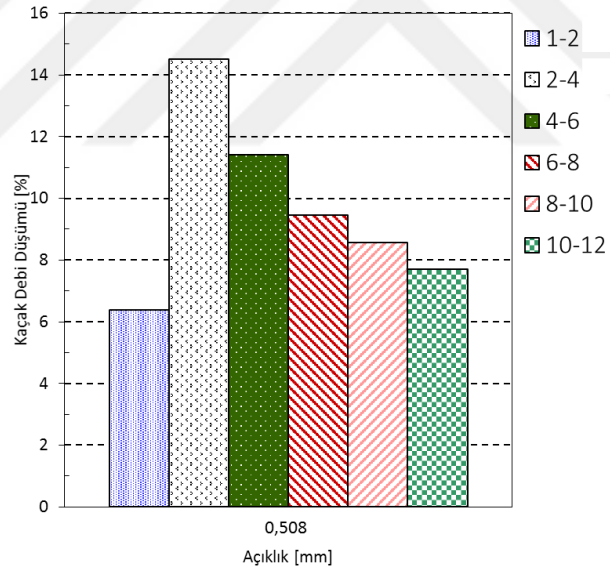
Literatürdeki labirent keçe korelasyonları incelendiğinde, kaçak debi diş sayısına bağlı olarak $\dot{m} = \frac{a}{\sqrt{n_t-b}}$ fonksiyonu şeklinde yazılabilir. Temel durum analiz parametre değerleri için en iyi uyan eğrinin fonksiyon sabitleri; $a = 0,045$ ve $b = -0,75$ olarak belirlenmiştir. Bu eğri kaçak debi azalma oranının, diş sayısının karekökü ile ters orantılı olduğunu göstermektedir.

Diş sayısındaki her artışın kaçak debideki azaltma etkisini yüzdesel olarak değerlendirmek amacıyla Şekil 7.16'deki grafik oluşturulmuştur. Örneğin, diş sayısının 2'den 4'e ve 4'den 6'ya değişimi için kaçak debi azalma yüzdesi sırasıyla ~%14 ve ~%11 şeklindedir. Kaçak debi azalma yüzdesi diş sayısının artmasıyla birlikte azalmaktadır.

Ayrıca; labirent keçe etkinliğini belirlemek amacıyla bir analiz daha yapılmıştır. Rotor ve stator arasına hiç diş yerleştirilmemesi durumunda halka şeklinde bir akış geçidi oluşacaktır. Bu halka geçidin toplam eksenel uzunluğu $n_t=4$ diş sayısı için 40,284 mm ve radyal yüksekliği yani açıklığı 4,013 mm olarak alınmıştır. Bu durumda kaçak debi değeri, $c_r=0,508$ mm açıklığa, $n_t=4$ diş sayısına sahip labirent keçenin 11 katına karşılık gelmektedir. Yani, böyle bir akış alanına standart bir labirent keçe yerleştirmek kaçak debiyi 11 kat azaltmaktadır.



Şekil 7.15. Düz diş için akış fonksiyonunun diş sayısı ile değişimi



Şekil 7.16. Düz diş için kaçak debi azalma yüzdesinin diş sayısı artışı ile değişimi

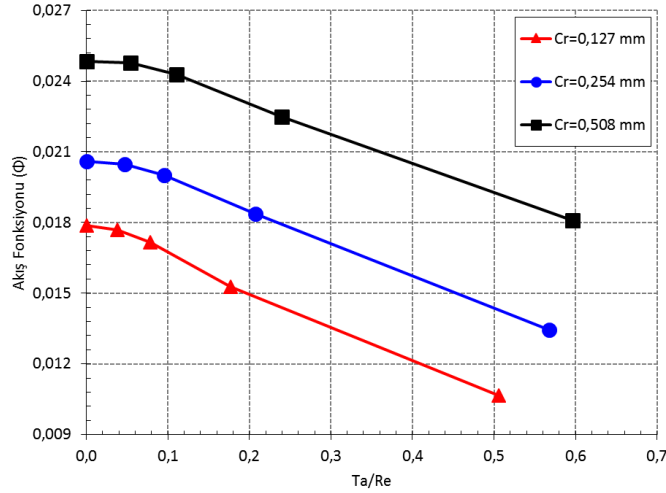
7.5. Rotor Dönüş Hızı

Labirent keçeler, dönen rotor ve sabit stator arasında yer almaktadır. Şu ana kadar gösterilen grafikler dönmeyen rotor için oluşturulmuştur. Rotor hızı 0-80 krpm arasında değiştirilerek analizler tekrar edilmiştir. Maksimum devir sayısı olan 80 krpm için rotor yüzey hızı 670,2 m/s'dir. Şekil 7.17'de gösterilen sonuçlar temel değerler için yani $n_t=4$ diş sayısı ve $R_p=1,5$ basınç oranı için oluşturulmuştur. Literatürde rotor dönüş hızının kaçak debi üzerine etkisi Ta/Re oranı ile ifade edilmiştir. Bu sebeple, sonuçlar daha anlamlı olması için rotor dönüş hızı yerine Ta/Re oranına göre oluşturulmuştur. Akış fonksiyonunun Ta/Re oranına ile değişimi Şekil 7.17'de gösterilmiştir.

Analizleri yapılan şartlarda, devir sayısı yaklaşık 20 krpm değerini geçtikten sonra, akış fonksiyonu doğrusal olarak azalmaya başlamaktadır. Akış fonksiyonunun artan rotor hızı ile azalması mekanizmasının ardında, eksenel yönde gelişen sınır tabaka üzerine etki eden radyal merkezkaç kuvvetin etkisi bulunmaktadır. Rotor yüzeyinden radyal yönde dışa doğru akışı iten bu merkezkaç kuvvet, eksenel yönde rotor yüzeyinde gelişen film tabaka kalınlığını rahatsız ederek radyal yönde kalınlaştırır. Daha kalın film tabaka, eksenel akış yolu üzerindeki küçük açıklıklarda daralma etkisi yapar. Artan rotor hızı ile daralan akış alanı ise, kaçak debide azalma olarak sonuç etkisi oluşturur. Bu etkinin oluşabilmesi için; radyal merkezkaç kuvvetleri ve eksenel akışı oluşturan basınç kuvvetleri arasında bir denge geçişi söz konusudur. Radyal merkezkaç kuvveti, rotor dönüş hızının ve rotor yarıçapının bir fonksiyonudur.

Yüksek rotor dönüş hızlarında akış fonksiyonunun daha fazla düştüğü gözlenmiştir. Literatürde Waschka vd. (1992), Ta/Re oranının 0,2'yi aştıktan sonra, rotor hızının kaçak debiyi azaltma etkisinin daha gözlenir hale geldiğini bildirmiştir. Kaçak debi azalma oranı, yüksek Ta/Re oranında daha yüksektir. Analizleri yapılan durumlarda devir sayısı $n=40$ krpm için Ta/Re oranı yaklaşık 0,15 olarak hesaplanmıştır. Aynı oran, $n=80$ krpm için yaklaşık 0,30 olarak hesaplanmıştır. Dolayısıyla, analizleri yapılan durumlarda Ta/Re oranı düşük seviyelerde kaldığından, devir sayısının kaçak debiyi azaltma etkisi düşük seviyelerde gözlenmiştir.

$c_r=0,254$ mm için, rotor hızı 0-40 krpm aralığı için, ortalama kaçak debi azalma oranı krpm başına $5,0 \times 10^{-5}$ 'dir. Rotor hızı aralığı 0-80 krpm olarak alındığında bu azalma oranı ortalama krpm başına $8,75 \times 10^{-5}$ 'dir. Bu azalma oranı, yüksek rotor hızında biraz daha yüksektir. Bu durum, literatürde Waschka vd. (1992) ve Wensheng vd. (2011) tarafından da raporlanmıştır.



Şekil 7.17. Düz diş için akış fonksiyonunun Ta/Re oranı (rotor dönüş hızı) ile değişimi

Bu bölümde elde edilen sonuçlar, takip eden bölümlerde incelenecek olan mantar diş ve yuvarlatılmış diş analizlerinde de karşılaştırma amacıyla kullanılmıştır. Takip eden bölümde labirent keçelerde görülen aşınma çeşitlerinden biri olan mantar diş analiz sonuçları değerlendirilmiştir.

8. MANTAR DIŞ ANALİZLERİ

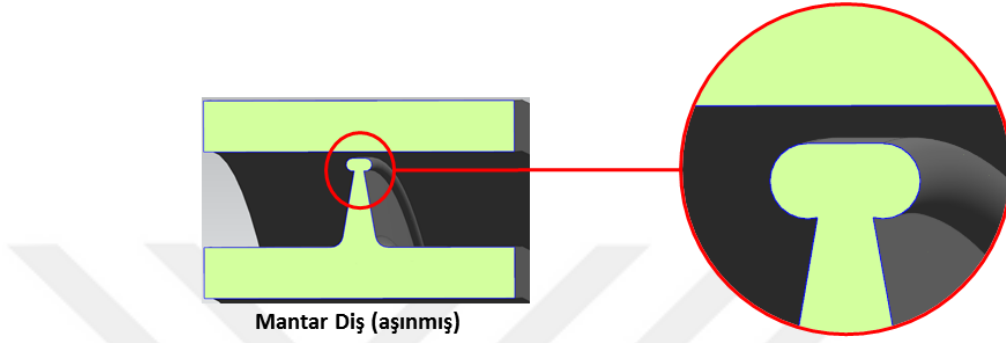
Mantar diş aşınması yukarıda Bölüm 1.5’de üzerinde durulduğu gibi tipik olarak karşılaşılan bir aşınma çeşididir (Ghasripoor, 2004; Neef, 2006; Zimmermann, 1994; Pychynski 2016). Aşağıda Şekil 8.1’de mantar dişin şekilsel gösterimi sunulmuştur. Aşağıda Şekil 8.2’de incelenen mantar dişin geometrik ölçüleri gösterilmiştir. Literatürde rapor edilen aşınma fotoğrafları incelenerek bu aşınma fotoğraflarını en iyi temsil edecek şekilde Şekil 8.2’de verilen mantar geometrisinin topolojisi oluşturulmuş ve bu topoloji mantar geometrik boyutları belirlenirken kullanılmıştır. Aşınma ilerledikçe mantar formu daha geniş olacaktır ve açıklık artacaktır. Bu aşınma ilerlemesi ise Şekil 8.3’de gösterildiği gibi, düz diş ile başlayan ve artan mantar yarıçapı ve açıklık olarak ilerleyecek şekilde oluşturulmuştur. Açıklık (c_r), aşınma etkisi dâhil edildiği durumda (c_r^*) genişleyen mantar yarıçapı ile arttırılmıştır. Aşınma etkisi dâhil edilmediği durumlarda ise açıklık orijinal halinde değiştirilmeden tutulmuştur.

Mantar diş labirent keçe HAD analizlerinde kullanılan HAD modeli için keçe geometrisi ve sınır şartları Şekil 8.4’de tipik olarak 4 dişli labirent keçe için gösterilmiştir. Bütün geometrik ölçüler mm cinsinden verilmiştir. Karşılaştırma yapmak amacıyla düz diş analizlerine göre sadece diş ucu geometrisi değiştirilmiş ve geriye kalan tüm boyutlar düz dişte olduğu gibi alınmıştır. Yine düz diş analizlerinde olduğu gibi HAD modelinde Çizelge 6.1’de belirtilen tanımlamalar ve yaklaşımlar kullanılmıştır.

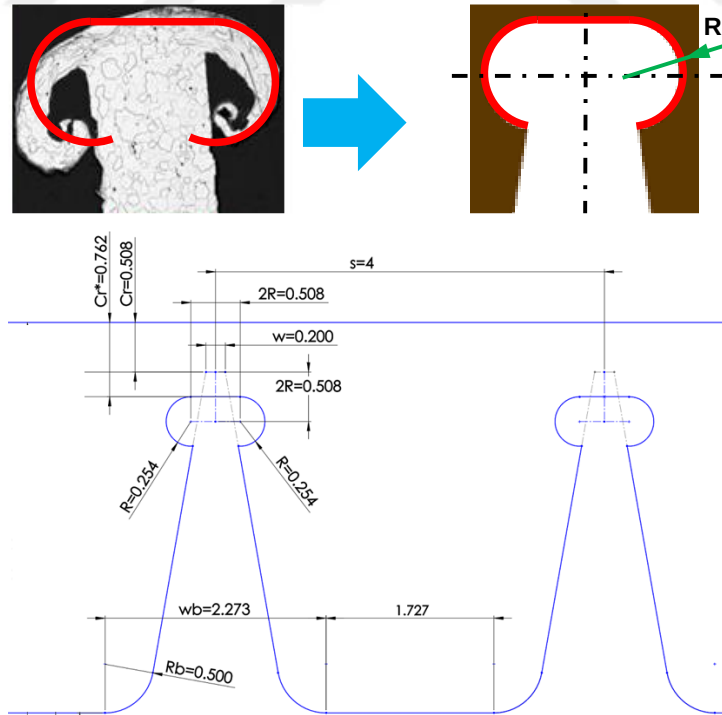
Mantar diş HAD analizlerinde, düz dişte incelenen 4 parametreye ilaveten birde mantar yarıçapı dahil olacaktır. Mantar diş analizlerinde Çizelge 8.1’de gösterilen 5 parametrenin kaçak debiye etkisi incelenmiştir. İncelenen parametreler ve değişim aralıkları, düz dişte olduğu gibi seçilmiştir. Mantar yarıçapı ise ($R=0-0.508$ mm) aralığında değiştirilmiştir. Mantar yarıçapının $R=0$ mm olması düz dişe karşılık gelmektedir.

Aşağıda Çizelge 8.1’de gösterilen parametrelerin komple çapraşık etkilerinin belirlenebilmesi için oluşacak HAD analizi matrisindeki HAD analizi sayısı oldukça yüksek olacaktır. Bu nedenle her bir parametrenin etkisinin ayırık olarak incelenebilmesi

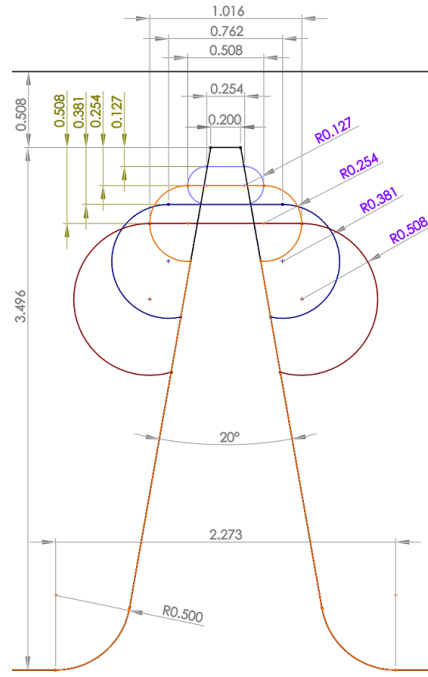
için parametrelerin minimum ve maksimum değerleri ve uygulama pratikleri dikkate alınarak temel bir durum için değerler seçilmiştir. Bu temel durum parametreleri Çizelge 8.1’de gösterilmiştir. Tezin devam eden bölümlerinde aksi belirtilmedikçe tüm şekil ve grafikler bu temel durum parametreleri (mantar yarıçapı $R=0,254$ mm; aşınma etkisi dâhil edilmiş açıklık $c_r^*=0,762$ mm; diş ucu açıklığı $c_r=0,508$ mm; basınç oranı $R_p=1,5$; diş sayısı $nt=4$; rotor dönüş hızı $n=0$ rpm) için oluşturulmuştur.



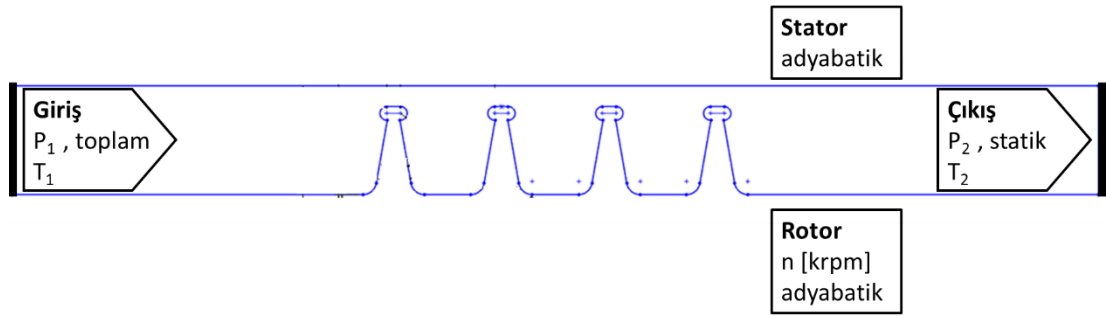
Şekil 8.1. Mantar diş şekilsel gösterimi



Şekil 8.2. Mantar diş topolojisi ve geometrik ölçüleri



Şekil 8.3. Aşınma ile mantar yarıçapı ve açıklık artışı



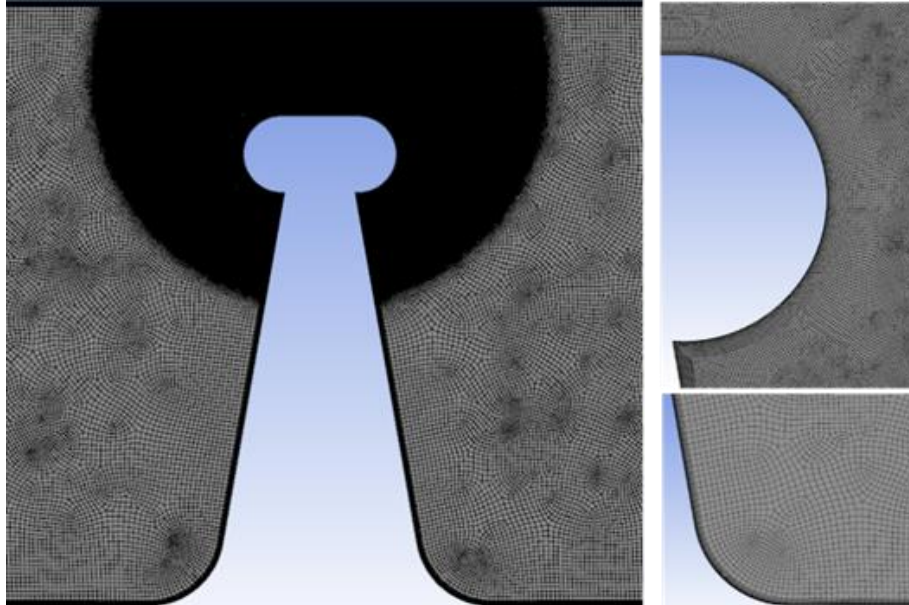
Şekil 8.4. Mantar dış labirent keçe için HAD model geometrisi ve sınır şartları

Çizelge 8.1. Mantar diş analiz matrisi

#	Parametreler		Değerler (Min., Temel, Max.)
1	Mantar yarıçapı	R (mm)	0.000-0.127- 0.254 -0.381-0.508
2	Açıklık	c _r (mm)	0.254 - 0.508 - 0.762 - 1.016
3	Basınç oranı	R _p	1.5 - 2.5 - 3.5
4	Diş sayısı	n _t	1 - 2 - 4 - 6 - 8 - 10 - 12
5	Rotor dönme hızı	n(krpm)	0 - 10 - 20 - 30 - 40 - 80

Mantar dişli labirent keçe analizlerinde düz diş benzer şekilde Şekil 8.5'te gösterilen mesh yapısı kullanılmıştır. Yine, düz diş mesh oluşturulmasındaki yöntemler kullanılarak, kısılma ve duvar bölgelerinde daha sık mesh oluşturulmuştur. Dört diştten oluşan temel durum için mesh sayısı $\sim 6 \times 10^5$ seviyesindedir.

Mantar dişli labirent keçe HAD analizlerinin sonuçları düz diş ile karşılaştırmalı olarak aşağıda detaylı olarak verilmiştir.



Şekil 8.5. Mantar diş labirent keçe analizlerinde kullanılan mesh yapısı

8.1. Akış Alanı

Analizlerin nihai çıktısı olarak akış fonksiyonunun Çizelge 8.1’de belirtilen parametrelere göre değişimini incelemekten önce, labirent keçede oluşan akış alanının anlaşılabilmesi ve mantar dişin akış oluşumuna etkisinin gözlenmesi için öncelikle akış görsellemesi yapılarak HAD analizi sonuçları incelenmiştir. Bu inceleme, temel durum HAD analizi parametreleri için yapılmıştır. Sırasıyla; statik basınç (Şekil 8.6), hız (Şekil 8.7), hız vektörü (Şekil 8.8 ve Şekil 8.9), ve akım fonksiyonu (Şekil 8.10) eş-değer grafikleri oluşturulmuştur. Ayrıca; dişlerin eksenel akış boyunca etkisini gözlemleyebilmek için diş üstü açıklığının ortasından geçen eksenel çizgi boyunca statik basınç ve Mach sayısı değişimleri, tüm basınç oranları için ($R_p=1,5; 2,5; 3,5$) ve düz diş ve mantar yarıçapı $R=0,254$ mm olan mantar diş için sırasıyla Şekil 8.11 ve Şekil 8.12’deki grafiklerde çizilmiştir.

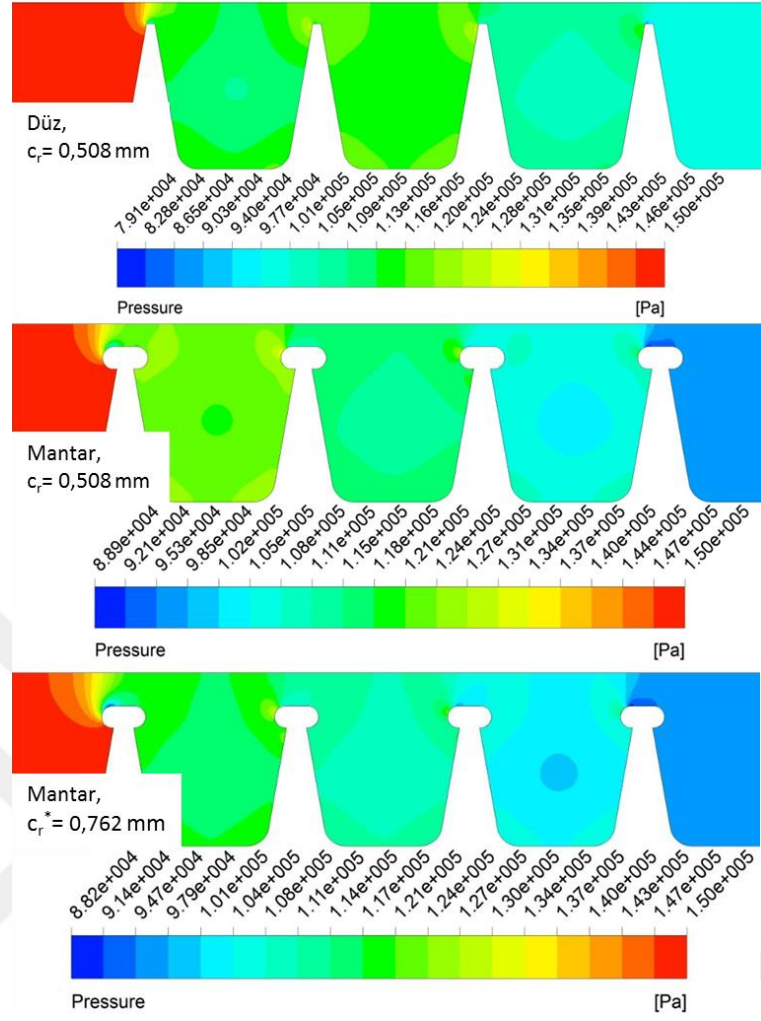
Mantar diş aşınmasının etkisinin görsellenebilmesi için grafikler üç farklı geometri için oluşturulmuştur. Bu analiz geometrileri aşağıda listelenmiştir:

1. $c_r=0,508$ mm açıklığa sahip düz diş (mantar yarıçapı $R=0$ mm)
2. $c_r=0,508$ mm açıklığa sahip mantar yarıçapı $R=0,254$ mm olan aşınma etkisi dâhil edilmeyen mantar diş
3. $c_r^*=0,762$ mm açıklığa sahip mantar yarıçapı $R=0,254$ mm olan aşınma etkisi dâhil edilen mantar diş

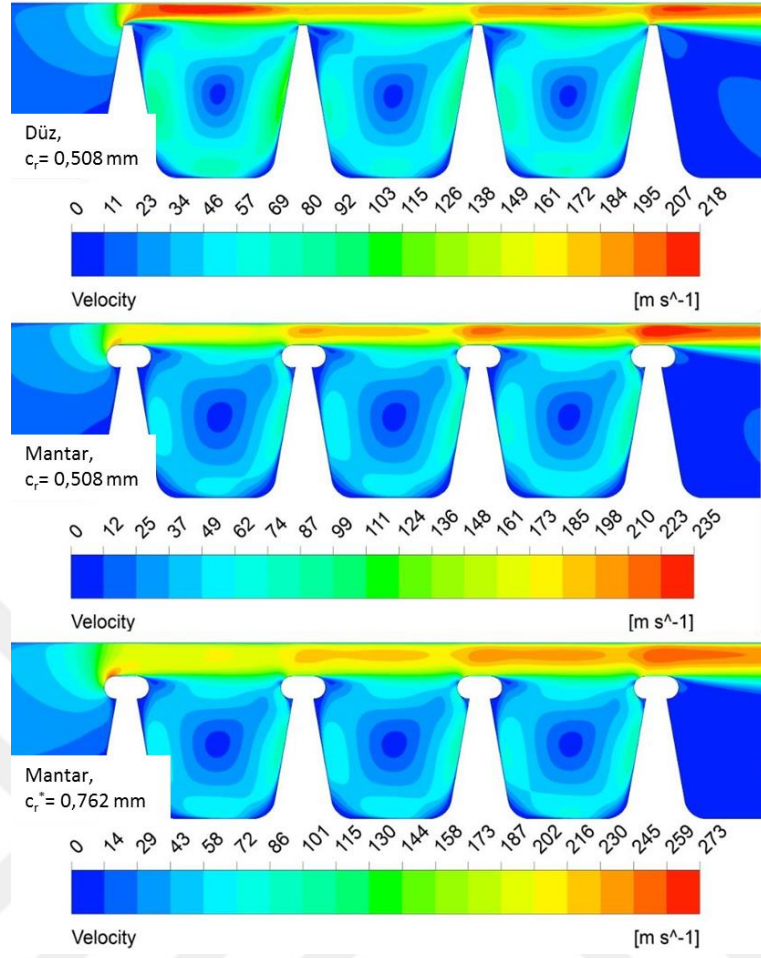
Şekil 8.6 ve Şekil 8.11’de görüldüğü gibi basınç, ilk diştten son dişe doğru kademeli olarak düşmektedir. Düz diş için yapılan basınç düşmesi değerlendirmeleri mantar diş için de geçerlidir. Şekil 8.11’deki eksenel basınç değişimi incelendiğinde, her bir diş üzerindeki basınç yükü, basınç oranına bağlı olarak değişmektedir. Düz dişte olduğu gibi, artan basınç oranı ile birlikte basınç yükü ilk diştten son dişe doğru kaymaktadır. Yine bunun sebebi artan basınç oranı ile son dişte artan Mach sayısıdır. Şekil 8.13’de mantar yarıçapı $R=0,254$ mm olan mantar diş için birinci ve son (dördüncü) diş üzerindeki basınç yükünün, basınç oranı ve Mach sayısı ile değişimi çizilmiştir. İlk diş; $R_p=1,5$ ’da toplam basınç yükünün $\sim\%62$ ’sini taşımaktadır. Bu durum $R_p=3,5$ ’da $\sim\%37$ ’ye düşmektedir. Son diş ise; $R_p=1,5$ ’da ve $R_p=3,5$ ’da sırasıyla $\sim\%10$ ve $\sim\%46$ basınç yükü taşımaktadır.

Mantar diş, düz diş ile karşılaştırıldığında; Şekil 8.11’da görüldüğü gibi dişlerdeki basınç yükü daha üniform hale gelmektedir. Yani; dişler arasındaki hatve boşluklarında oluşan basınç dalgalanmalarının şiddeti mantar dişte daha azdır. Şekil 8.7, Şekil 8.8, Şekil 8.9 ve Şekil 8.10’da gösterilen akış alanları incelendiğinde, yuvarlatılmış mantar diş etrafında keskin köşeli düz dişe göre daha düzgün ve yüzeyi takip eden bir akış oluşmaktadır. Düz dişteki keskin köşe daha fazla yüzeyden ayrılmalar nedeniyle akışta daha fazla karmaşa, çalkantı ve yerel kayıp oluşturmaktadır. Şekil 8.7’da gösterilen hız dağılımı, Şekil 8.8 ve Şekil 8.9’de gösterilen hız vektörleri ve Şekil 8.10’da gösterilen akım fonksiyonu grafikleri incelendiğinde; akış ayrılmaları, akım çizgisi bozuklukları ve vena contracta (kısılma) etkisinin mantar dişte düz dişe göre daha az olduğu görülmektedir. Bu sebeple mantar dişte yerel kayıpların daha az olması ve böylece kaçak debinin daha fazla olması beklenmektedir.

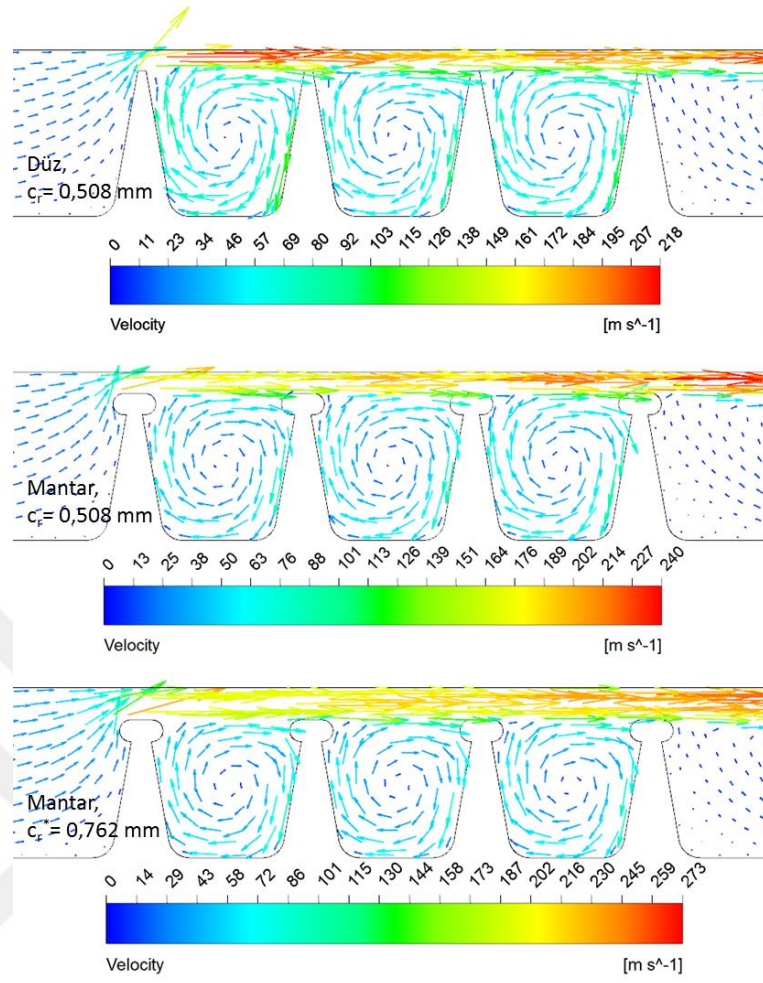
Aşağıdaki alt bölümlerde, Çizelge 8.1’de belirtilen parametrelerin kaçak debiye etkisi ayrı ayrı incelenmiştir.



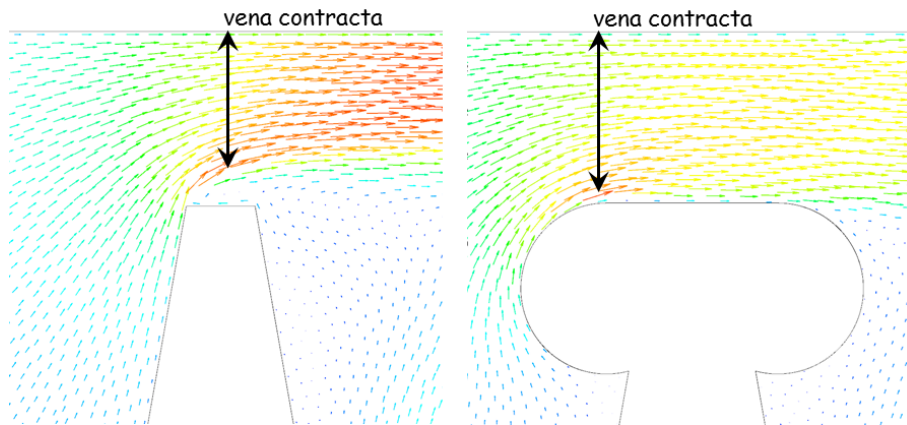
Şekil 8.6. Mantar dış için statik basınç dağılımı



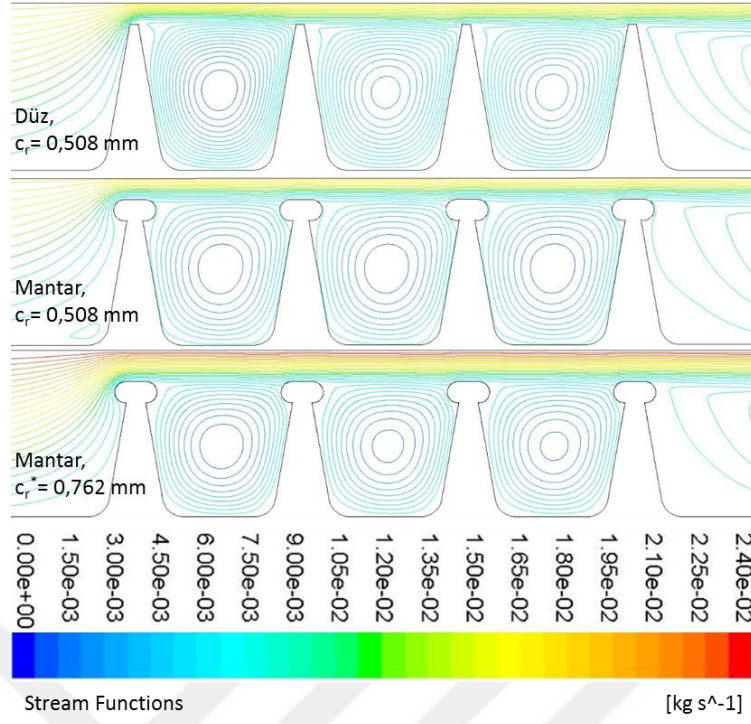
Şekil 8.7. Mantar diş için hız dağılımı



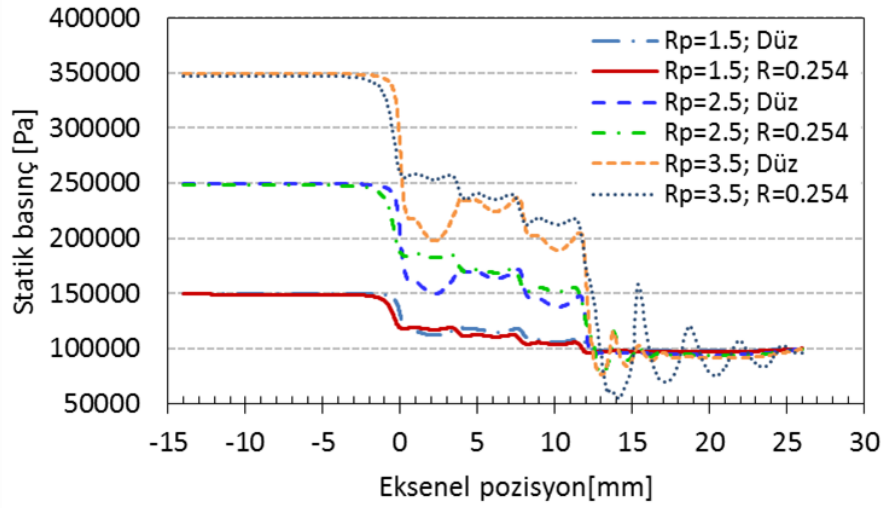
Şekil 8.8. Mantar dış için hız vektörleri



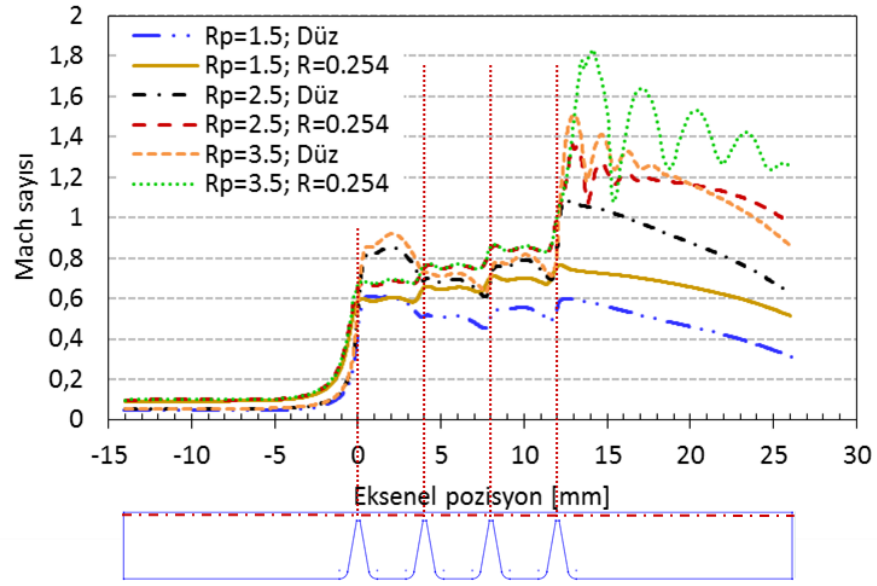
Şekil 8.9. Mantar dış için kısılma bölgesindeki hız dağılımı



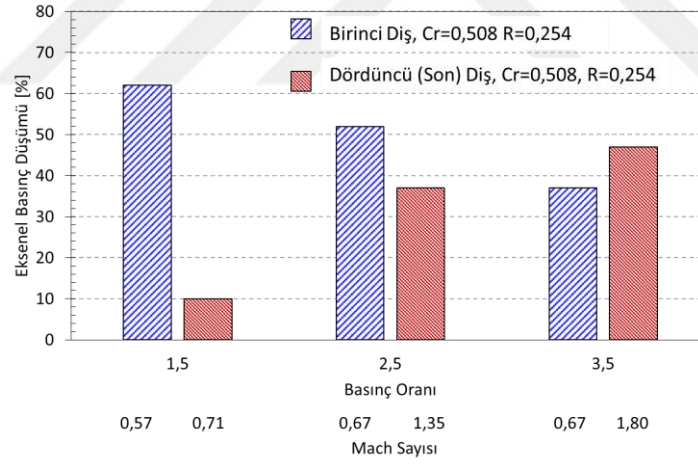
Şekil 8.10. Mantar diş için akım fonksiyonları



Şekil 8.11. Mantar diş için diş üstü açıklığının ortasından geçen eksenel çizgi boyunca statik basınç değişimi ($c_r=0,508 \text{ mm}$ için)



Şekil 8.12. Mantar diş için diş üstü açıklığının ortasından geçen eksenel çizgi boyunca Mach sayısı değişimi ($c_r=0,508$ mm için)



Şekil 8.13. Mantar diş için birinci ve dördüncü dişin üzerindeki basınç yükünün, basınç oranı ve Mach sayısı ile değişimi ($c_r=0,508$ mm ve $R=0,254$ mantar yarıçapı için)

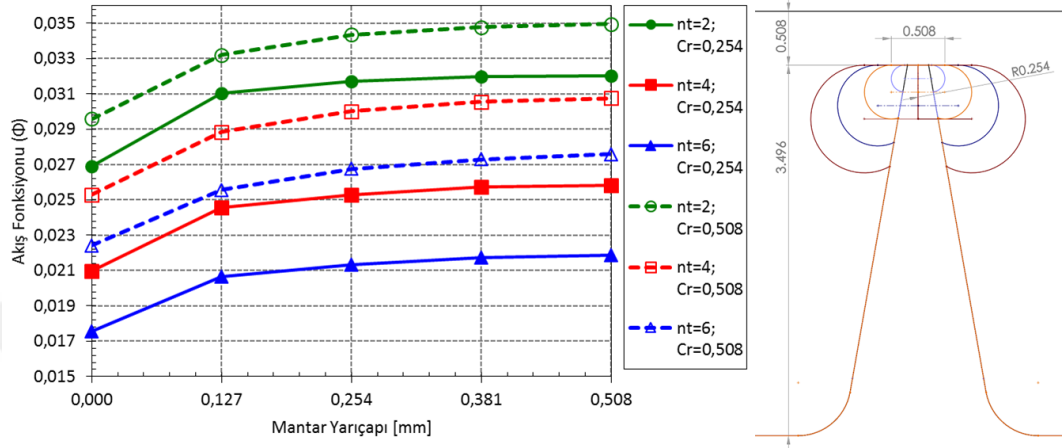
8.2. Mantar Yarıçapı

İki farklı açıklık için (0,254 mm ve 0,508 mm) akış fonksiyonunun mantar yarıçapı ile değişimi Şekil 8.14’de gösterilmiştir. Buradaki inceleme; Şekil 8.14’ün sağındaki küçük resimde gösterildiği gibi, sabit bir açıklık için diş ucunun düz ve farklı mantar yarıçaplarında olması durumları için yapılmıştır. Diğer bir ifadeyle, düz ve mantar geometrilerinin başlangıçta bu şekilde imal edildiği düşünülebilir. Bu incelemenin gerçekleşebileceği bir diğer senaryo da, geçici rejimde diş aşındıktan sonra mekanik ısıl genleşmeler sonucunda rotor-stator konumlanması bir şekilde aynı açıklık çalışma şartlarına gelebilir (ki, burada diş yüksekliğindeki değişim dâhil edilmemiş olacaktır). Grafikteki bütün analizler; dönmeyen rotor ($n=0$ krpm) ve $R_p=1,5$ basınç oranı şartları için yapılmıştır. Aynı grafikte ayrıca, çapraz bir karşılaştırma olarak diş sayısı $nt=2, 4, 6$ alınarak yapılan analiz sonuçları da görülmektedir. Böylece; Şekil 8.14’deki grafiklerde akış fonksiyonunun mantar yarıçapı ile değişimi, hem açıklık hem de diş sayısına göre verilmiştir.

Diş sayısı kaç olursa olsun, genişleyen mantar yarıçapı ile akış fonksiyonu yani kaçak debi artmaktadır. Önceki kısımda ki akış alanı incelemelerinde (Şekil 8.7, Şekil 8.8, Şekil 8.9, Şekil 8.10) açıklandığı gibi, daha geniş hatlarda yuvarlatılmış mantar diş üzerindeki akış daha az yerel akış bozukluklarına ve kısılma (vena contracta) etkisine maruz kalmaktadır. Bu nedenle, mantar dişli labirent keçeler aynı açıklıkta olsalar dahi düz dişe göre ve genişleyen mantar yarıçapı ile daha fazla debi kaçırmaktadır.

Grafikte görüldüğü gibi, düz dişte oluşabilecek çok küçük mantar yarıçapı dahil (0,127 mm) kaçak debiyi, 0,254 mm ve 0,508 mm açıklıklar için sırasıyla yaklaşık %14 ve %17 seviyelerinde arttırmaktadır. Mantar yarıçapının 0,127 mm’den daha büyük olmasının kaçak debi üzerine etkisi ise az olmaktadır. $nt=4$ ve $c_t=0.254$ mm için akış fonksiyonundaki, $R=0,000$ mm’den $R=0,127$ mm’ye olan değişim miktarı %19 iken, $R=0,000$ mm’den $R=0,508$ mm’ye olan değişim miktarı %23’tür. Yani düz dişte oluşabilecek en küçük mantar yarıçaplı köşe yuvarlatması dahi kaçak debiyi ciddi oranda arttırmaktadır. Fakat mantar yarıçapının daha da artmasının akış fonksiyonu üzerine etkisi kısıtlı olmaktadır.

Ayrıca aynı grafikten, diş açıklığı arttıkça (0,254 mm'den 0,508 mm'ye) akış bozuklukları daha da azalacağından, mantar yarıçapının akış fonksiyonundaki etkisinin arttığı görülmektedir.

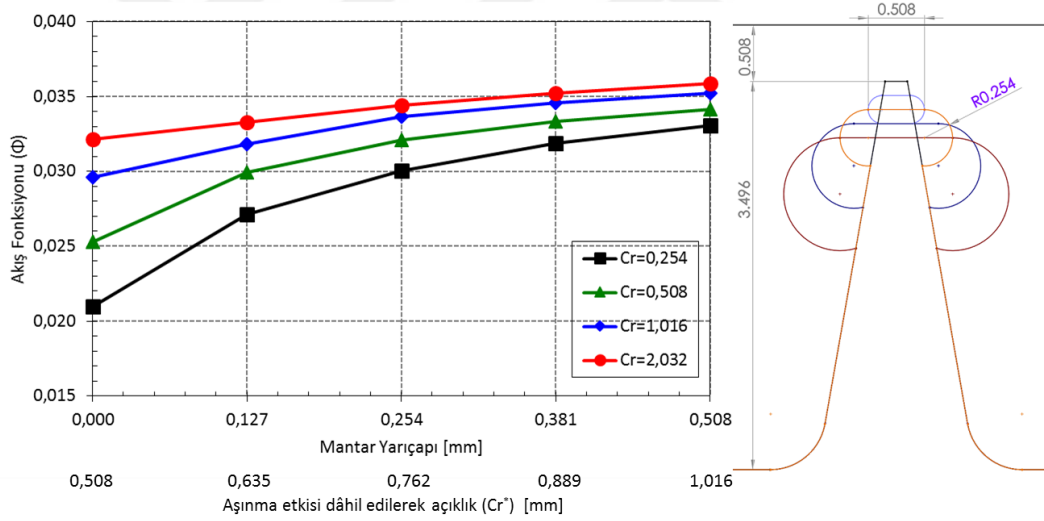


Şekil 8.14. Mantar diş için akış fonksiyonunun mantar yarıçapı ile değişimi

8.3. Açıklık ve Mantar Yarıçapı

Akış fonksiyonunun açıklık ve mantar yarıçapı ile kombine olarak değişimi Şekil 8.15'de gösterilmiştir. Buradaki inceleme; Şekil 8.15'ün sağındaki küçük resimde gösterildiği gibi, mantar yarıçapı arttıkça aşınmanın etkisi dâhil edilerek açıklık artışını yani kombine bir etkiyi görsellemektedir. Bu durumda, genişleyen mantar yarıçapı için aşınma miktarı daha fazla olacağından açıklık arttırılmıştır. Grafikteki bütün analizler; dönmeyen rotor ($n=0$ krpm), $R_p=1,5$ basınç oranı ve $nt=4$ diş sayısı şartları için yapılmıştır. İlave karşılaştırmalar yapabilmek amacıyla; düz diş için ilk açıklık yani aşınmasız çalışma açıklığı $c_r=0,254; 0,508; 1,016; 2,032$ mm olarak alınmıştır. Aşınma ile mantar yarıçapı ve açıklık artacaktır. Mantar yarıçapı $R=0,127$ mm'den $0,508$ mm'ye kadar, bu değerlere karşılık olarak toplam açıklık $c_r^*=0,635$ mm'den $1,016$ mm'ye kadar değiştirilmiştir. Grafiğin yatay ekseninde hem mantar yarıçapı ve hem de toplam açıklık ($c_r=0,508$ mm ilk açıklık için) gösterilmiştir.

Şekil 8.15’de görüldüğü gibi, artan mantar yarıçapı ve eşzamanlı olarak artan açıklık ile akış fonksiyonu artmaktadır. Tüm ilk açıklık değerleri için artışlar birbirine paralel gerçekleşmektedir. İlk açıklığın yüksek değerlerinde, akış fonksiyonunun mantar yarıçapı ile artışı doğrusallaşmaktadır. Burada; akış fonksiyonunun artmasına etki eden iki neden bulunmaktadır. Bunlardan birincisi ve diğerine göre baskın olanı, aşınma etkisinin dâhil edilmesinden kaynaklı olarak ilk açıklığın mantar yarıçapıyla ciddi artmasıdır. Diğer i ise, yukarıda açıklanan mantar yarıçapının artmasıyla akış bozukluğunun ve yerel kayıpların azalmasıdır. Tüm ilk açıklık değerleri için akış fonksiyonunun da yaklaşık aynı şekilde artış gözlenmektedir. Akış fonksiyonundaki artış, ortalama olarak açıklık başına 0,022’dir. Yukarıdaki bölümlerde yapılan düz diş analizleri de kullanılarak; bu akış fonksiyonu artışındaki, açıklığın ve mantar yarıçapının payı, sırasıyla %87 ve %13 olarak hesaplanmıştır.



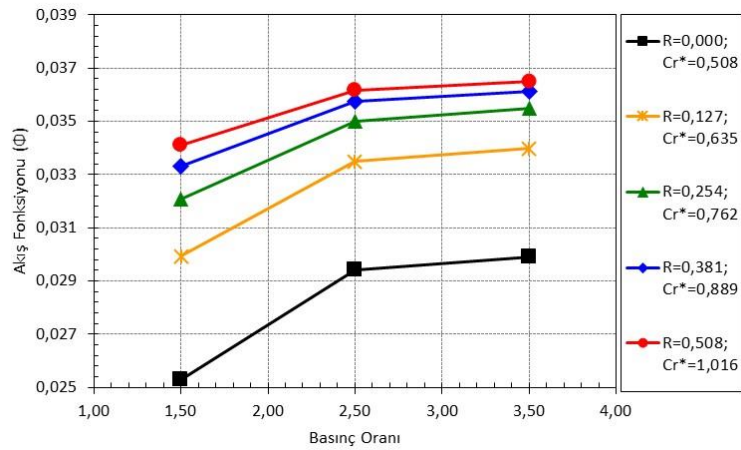
Şekil 8.15. Mantar diş için akış fonksiyonunun açıklık ve mantar yarıçapı ile kombine değişimi

8.4. Basınç Oranı

Akış fonksiyonunun basınç oranı ile değişimi Şekil 8.16’de gösterilmiştir. Grafikteki bütün analizler dönmeyen rotor ($n=0$ krpm), $nt=4$ diş sayısı için gerçekleştirilmiştir.

Analizlerde çıkış basıncı sabit tutulmuştur ve giriş basıncı belli bir basınç oranını sağlamak üzere artırılmıştır. Bu nedenle, yüksek basınç oranlarında, girişteki hava yoğunluğu daha yüksektir. Artan basınç oranı, giriş-çıkış arasındaki potansiyel farkı artırdığından akış fonksiyonu artmaktadır. Basınç oranının düşük değerlerindeki akış fonksiyonu artışı daha yüksek gerçekleşmiştir. Burada, artan basınç oranı ile debi artışının azalması boğulmaya yönelimi göstermektedir.

Aynı grafikte ayrıca, çapraz bir karşılaştırma olarak akış fonksiyonunun toplam açıklık ve mantar yarıçapı ile değişimi de gösterilmiştir. Düz dişte olduğu gibi; debi artışı, geniş açıklıklarda daha yüksek gerçekleşmektedir. Bu sebeple, kaçak debi artmıştır fakat akış fonksiyonu artış oranı kısılmadan dolayı azalmıştır.



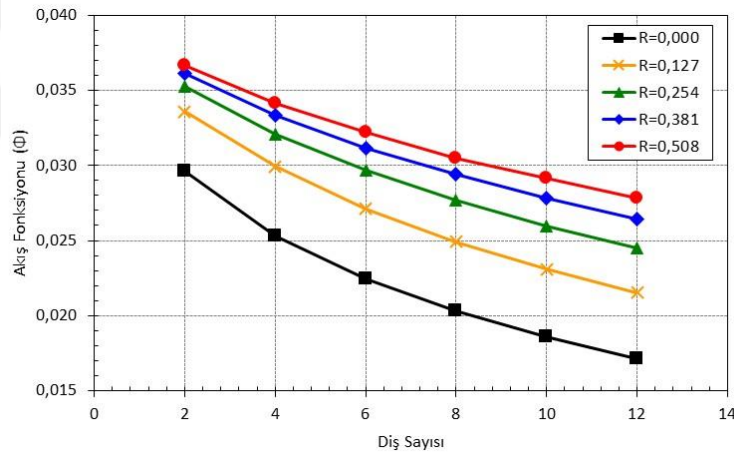
Şekil 8.16. Mantar diş için akış fonksiyonunun basınç oranı ile değişimi

8.5. Diş Sayısı

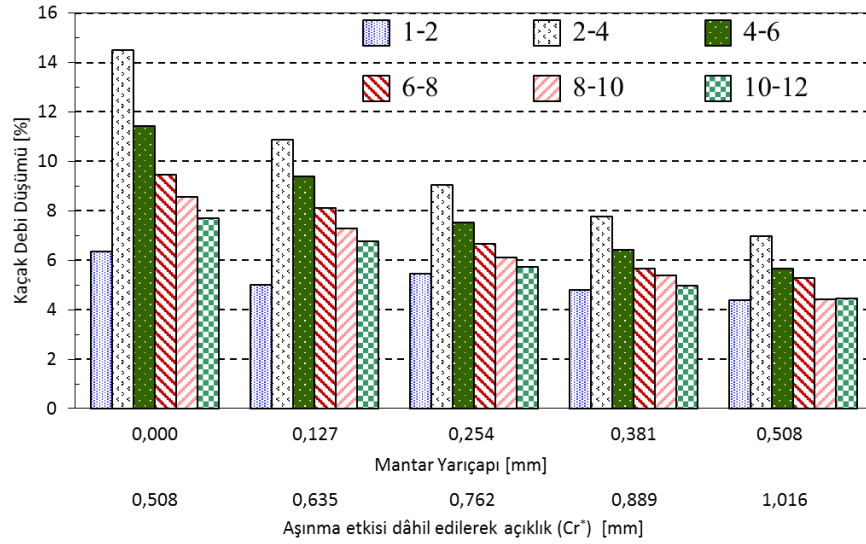
Akış fonksiyonunun diş sayısı ile değişimi Şekil 8.17’de gösterilmiştir. Grafikteki bütün analizler dönmeyen rotor ($n=0$ krpm), $R_p=1,5$ basınç oranı $c_r=0,508$ mm açıklık için gerçekleştirilmiştir. Aynı grafikte ayrıca, çapraz bir karşılaştırma olarak akış fonksiyonunun mantar yarıçapı ve mantar yarıçapı ile artan toplam açıklık ile değişimi de gösterilmiştir.

Diş sayısı arttıkça ($nt=2-12$), kısılma bölgesi ve hatve boşluk sayıları arttığından, daha fazla sürtünme ve kinetik enerji kaybı gerçekleşir. Kaçak debi (akış fonksiyonu), diş sayısı arttıkça tüm durumlar için benzer bir eğilim ile azalmaktadır.

Diş sayısı arttıkça kaçak debideki azalma oranı azalmıştır. Bir başka deyişle, fazladan koyulan her bir diş için kaçak debi azalma oranı azalmaktadır. Diş sayısındaki her artışın kaçak debideki azaltma etkisini yüzdesel olarak değerlendirmek amacıyla Şekil 8.18'deki grafik oluşturulmuştur. Örneğin, $R=0,254$ mm mantar yarıçapı için diş sayısının 2'den 4'e ve 4'den 6'ya değişimi için kaçak debi azalma yüzdesi sırasıyla $\sim 9\%$ ve $\sim 7\%$ şeklindedir. Kaçak debi azalma yüzdesi diş sayısının artmasıyla birlikte azalmaktadır. Mantar yarıçapının artışı ile diş artışına karşılık gelen kaçak debi azalması düşmektedir.



Şekil 8.17. Mantar diş için akış fonksiyonunun diş sayısı ile değişimi



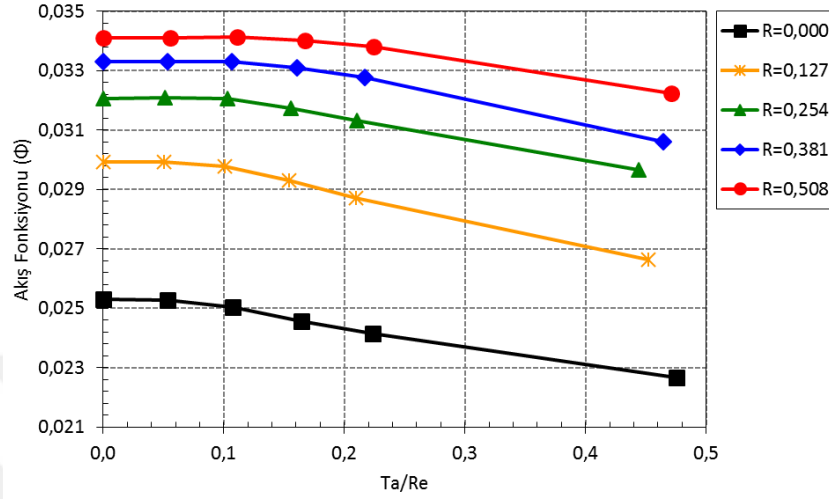
Şekil 8.18. Mantar diş için kaçak debi azalma yüzdesinin diş sayısı artışı ile değişimi

8.6. Rotor Dönüş Hızı

Mantar diş için şş ana kadar gösterilen grafikler dönmeyen rotor için oluşturulmuştur. Rotor hızı 0-80 krpm arasında değiştirilerek analizler tekrar edilmiştir. Maksimum devir sayısı olan 80 krpm için rotor yüzey hızı 670,2 m/s'dir. Şekil 8.19'de gösterilen sonuçlar temel değerler için yani $n_t=4$ diş sayısı, $c_r=0,508$ mm açıklık ve $R_p=1,5$ basınç oranı için oluşturulmuştur. Aynı grafikte ayrıca, çapraz bir karşılaştırma olarak akış fonksiyonunun mantar yarıçapı ve mantar yarıçapı ile artan toplam açıklık ile değişimi de gösterilmiştir. Analizlerde rotor hızı değiştirilmesine karşın sonuçlar Ta/Re oranına göre oluşturulmuştur. Akış fonksiyonunun Ta/Re oranı (rotor dönüş hızı) ile değişimi Şekil 8.19'de gösterilmiştir.

Tüm analizlere bakıldığında dikkate alınan şartlarda, devir sayısı yaklaşık 40 krpm değerini geçtikten sonra, akış fonksiyonu daha belirgin olarak azalmaktadır. $R=0,254$ mm mantar yarıçapında 0-40 krpm rotor hızı için ortalama kaçak debi azalma oranı krpm başına $2,5 \times 10^{-5}$ 'dir. Rotor hızı aralığı 0-80 krpm olarak alındığında bu azalma oranı krpm başına $7,5 \times 10^{-5}$ 'dir. Bu azalma oranı, yüksek rotor hızları için biraz daha yüksektir. Rotor dönüş hızının akış fonksiyonu üzerindeki etkisi hakkında düz diş

kısımında eksenel ve radyal yöndeki akış kuvvetlerinin dengesi ile ilgili yapılan değerlendirmeler burada da geçerlidir.



Şekil 8.19. Mantar diş için akış fonksiyonunun rotor dönüş hızı ile değişimi

Buraya kadar, düz dişli ve mantar dişli labirent keçelerin kaçak debi (akış fonksiyonu) performansları, ilgili inceleme parametrelerine göre değerlendirilmiştir. Takip eden bölümde labirent keçelerde görülen aşınma çeşitlerinden biri olan yuvarlatılmış diş analiz sonuçları değerlendirilmiştir.

9. YUVARLATILMIŞ DİŞ ANALİZLERİ

Yuvarlatılmış diş aşınması yukarıda Bölüm 1.5'te üzerinde durulduğu gibi tipik olarak karşılaşılan diğer bir aşınma çeşididir (Zimmermann, 1994; Chougule, 2006; Delebarre, 2014; Rhode 2001). Yuvarlatılmış diş aşınmasında, karşı yüzeyin malzemesi dişe göre daha yumuşak bir malzemeden seçildiği için, diş üzerinde mantar diş aşınmasındaki gibi ciddi bir aşınma gözlenmez. Onun yerine dişlerin keskin köşeleri tıraşlanarak daha yuvarlak hatlara sahip diş oluşur. Yuvarlatılmış diş aşınması gerçekleşirken, aynı zamanda, karşı yüzeyin malzemesine bağlı olarak karşı yüzeyde bir oyuk da oluşur. Hatta oyuk oluşması, aşınabilir sızdırmazlık elemanı uygulamalarında özellikle de istenmektedir. Labirent keçe dişinin, oyuk içerisine girerek çalışması, kaçak debinin daha da azalmasını sağlayacaktır.

Bu aşınma çeşidinde; malzeme çifti yanında motor geçici rejiminde rotor-stator çiftindeki mekanik-ısı genleşmelere bağlı radyal ve eksenel yöndeki izafi hareketler, diş köşelerindeki yuvarlama ve özellikle de oluşan oyuk boyutlarını belirleyici olur. Sürekli rejime geçildiğinde, dişler sürekli rejim çalışma konumuna gelecektir ki bu konumda dişlerin oluşan oyukla göre konumlanması da oluşan fiziksel açıklığı belirleyeceğinden kaçak debi açısından etkili bir parametre olacaktır.

Aşağıda Şekil 9.1'de yuvarlatılmış dişin şekilsel gösterimi sunulmuştur. Şekil 9.2'de analizlerde kullanılacak labirent keçe için köşeleri yuvarlatılmış dişin geometrik ölçüleri gösterilmiştir. Buradaki yuvarlatma; aşınmamış düz diş ucundaki 0,200 mm kalınlık, iki taraflı olarak yuvarlatma yapacak şekilde oluşturulmuştur. Bu idealize edilmiş bir köşe yuvarlamasıdır. Gerçekte ki aşınmanın iki taraflı simetrik olarak bu şekilde oluşacağı söylenemez, ancak inceleme için bir yaklaşım olarak bu ideal simetrik yuvarlatma alınmıştır. Mantar dişte belli seviyede görüldüğü gibi en küçük yuvarlatmanın dahi akışı benzer şekilde etkileyeceği bilgisiyle, yuvarlatmanın düzensiz ve anti-simetrik olmasının etkilerinin ikincil seviyede olacağı düşünülmektedir. Ayrıca, aşağıda açıklanacağı üzere yuvarlatma geometrisinin de dâhil edilmesi inceleme matrisini aşırı artıracaktır ve başka bir çalışma konusu olarak dikkate alınabilir.

Labirent keçe sınır şartları haricinde, oyuk boyutları ve dişin konumlanması ilave geometrik inceleme parametreleri olarak belirlenmiştir. Yuvarlatılmış diş analizleri için Çizelge 9.1’de değer aralıkları da verilen aşağıdaki 6 parametrenin kaçak debiye etkisi incelenmiştir.

- 1) Oyuk genişliği-derinliği
- 2) Diş-oyuk eksenel konumu
- 3) Açıklık (Diş-oyuk radyal konumu)
- 4) Basınç oranı
- 5) Diş sayısı
- 6) Rotor dönüş hızı

İncelenen parametrelerin değişim aralıkları uygulama yerine ve çalışma şartlarına bağlı olarak belirlenmiştir.

Oyuk genişliği ve derinliği tamamıyla geçici rejimde rotor-stator ikilisinin mekanik ve ısıl genleşmelere bağlı radyal ve eksenel yöndeki izafi hareketleri ile oluşmaktadır. Ayrıca, düz diş ucu kalınlığı da (0,200 mm) oyuk boyutlarını belirleyici olur. Yuvarlatılmış diş analizlerinde oyuk genişliği-derinliği uygulama yeri ve literatür göz önünde bulundurularak belirlenmiştir. Oyuk genişliği; dar durum için diş ucu kalınlığının iki katı ve geniş durum için üç katı olarak belirlenmiştir. Oyuk derinliği ise; sık durum için temel açıklık değeri olan 0,127 mm’nin iki katı ve derin durum için dört katı olarak belirlenmiştir. Şekil 9.3’de gösterildiği gibi, oyuk genişliğinin değişim aralığı $a=0,000-0,400-0,600$ mm olarak belirlenmiştir. Oyuk derinliği ise $b=0,000-0,254-0,508$ mm olarak belirlenmiştir. Ayrıca bu boyutların çapraz değerleri ile dar-sık (0,400-0,254 mm), dar-derin (0,400-0,508 mm), geniş-sık (0,600-0,254 mm), geniş-derin (0,600-0,508 mm) şeklinde analizler ve değerlendirmeler yapılmıştır.

Analizlerde incelenecek dişin oyuğa göre eksenel konumları Şekil 9.4’de gösterilmiştir. Sürekli rejim şartlarında; diş, eksenel yönde oyuğun ortasında, giriş kısmında ve çıkış kısmında olmak üzere 3 farklı diş-oyuk konumlaması dikkate alınmıştır. Bu sayede en uç noktaların analizleri yapılmaktadır.

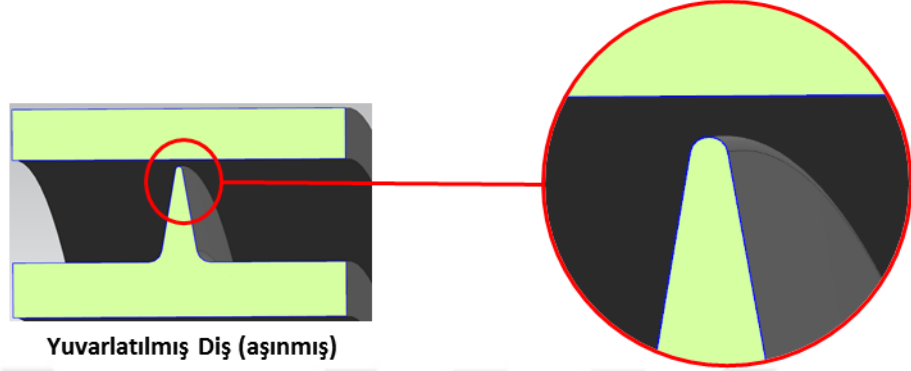
Şekil 9.5’de ise açıklık konumlamaları gösterilmiştir. Geçici rejimde diş yuvarlatması ve oyuk oluştuktan sonra sürekli rejimde diş-oyuk konumlaması radyal yönde belli bir

yerde oluşacaktır. Dişlerin statoru aşındırdıktan sonra sürekli rejimde belli bir açıklıklarla konumlanması yanında oyuk içinde kalacak şekilde girişimli olarak konumlanması durumu da incelemeye alınmıştır. Bu sebeple; yani diş üstü ile aşınmamış stator arasındaki dişin girişimli olması durumlarında açıklık değerleri negatif olarak sembollendirilmiştir. Girişimli durumda stator aşınmasından dolayı diş üstü ile stator arasında hala pozitif bir açıklık bulunmaktadır. Şekil 9.5’de bütün açıklık değerleri; belirli oyuk boyutları ($a-b=0,600-0,508$ mm) için gösterilmiştir. Bu oyuk boyutları, açıklık analizlerinde temel değer olarak seçilmiştir. En geniş ve en derin durumun seçilmesinin nedeni, $c_r=-0,254$ mm analizinde diş ancak bu boyutlardaki oyuk içine sığabilmektedir. Açıklık için incelenecek değer aralığı ($c_r=-0,254; 0,254$) olarak belirlenmiştir.

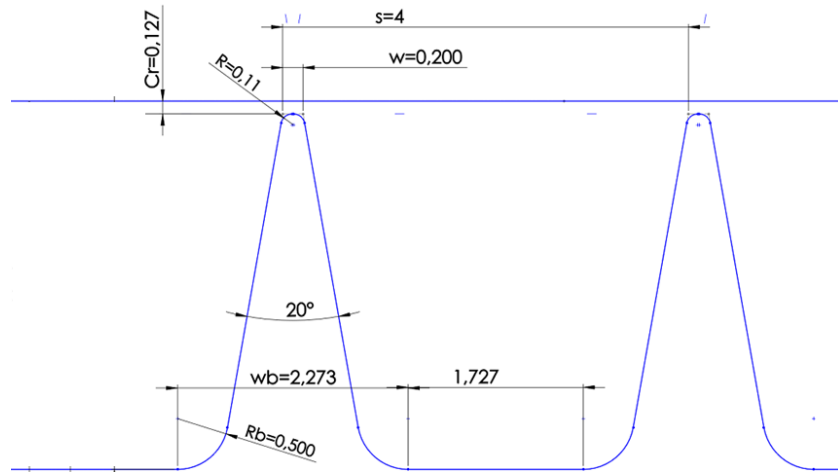
Yuvarlatılmış diş HAD analizlerinin tamamına yönelik parametrelerin listesi, değişim aralıkları, seçilen analiz değerleri ve temel değerleri Çizelge 9.1’de listelenmiştir. İncelenen parametreler ve değişim aralıkları özetle; oyuk genişliği-derinliği ($a;b=0,000;0,000 - 0,600;0,508$), diş konumu (giriş, merkez, çıkış), açıklık ($c_r=-0,254; 0,254$), basınç oranı ($R_p=1,5-3,5$) ve rotor dönüş hızı ($n=0-80$ krpm) şeklindedir. Bu parametrelerin komple çapraşık etkilerinin belirlenebilmesi için oluşacak HAD analizi matrisindeki HAD analizi sayısı oldukça yüksek olacaktır. Bu nedenle her bir parametrenin etkisinin ayrı olarak incelenebilmesi için parametrelerin minimum ve maksimum değerleri ve uygulama pratikleri dikkate alınarak temel bir durum için değerler seçilmiştir. Bu temel durum parametreleri de Çizelge 9.1’de gösterilmiştir. Bazı parametrelerin etkilerini inceleyebilmek için geometrik zorunluluklardan dolayı temel durum parametreleri farklı seçilmiştir. Açıklık analizleri için oyuk derinliği ve genişliği en büyük değerler olan $a-b=0,600-0,508$ mm olarak seçilmiştir. Diğer parametrelerin etkileri incelerken oyuk derinliği ve genişliği en küçük değer olan $a-b=0,000-0,000$ mm olarak seçilmiştir. Bu bölümde, aksi belirtilmedikçe tüm şekil ve grafikler temel değerler için oluşturulmuştur.

Yuvarlatılmış dişli labirent keçe HAD analizlerinde kullanılan HAD modeli için keçe geometrisi ve sınır şartları Şekil 9.6’de tipik olarak 4 dişli labirent keçe için gösterilmiştir. Bütün geometrik ölçüler mm cinsinden verilmiştir. Karşılaştırma yapmak amacıyla düz diş analizlerine göre sadece diş ucu geometrisi değiştirilmiş ve geriye kalan tüm boyutlar düz dişte olduğu gibi alınmıştır. Yine düz diş analizlerinde

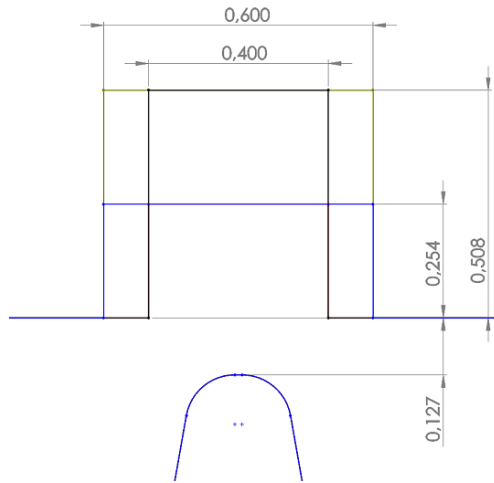
olduğu gibi HAD modelinde Çizelge 6.1’de belirtilen tanımlamalar ve yaklaşımlar kullanılmıştır.



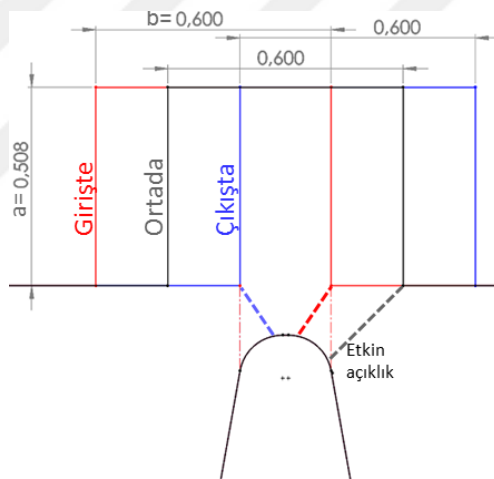
Şekil 9.1. Yuvarlatılmış diş şekilsel gösterimi



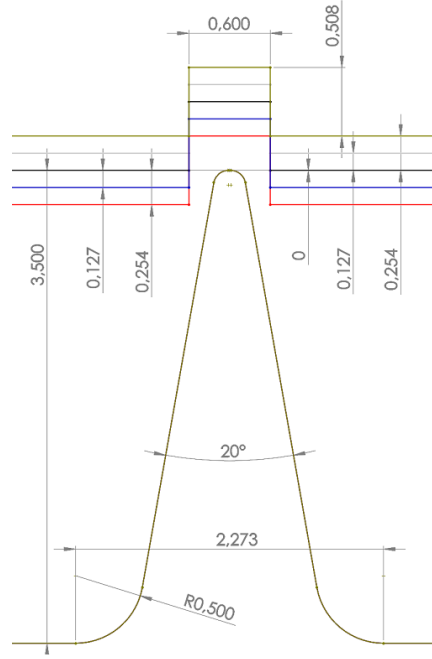
Şekil 9.2. Yuvarlatılmış diş topolojisi ve geometrik ölçüleri



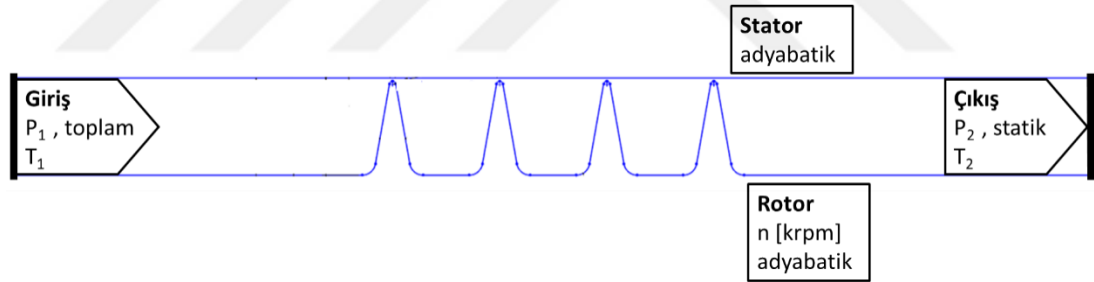
Şekil 9.3. Yuvarlatılmış diş oyuk genişliği ve derinliği ölçüleri



Şekil 9.4. Yuvarlatılmış dişte diş-oyuk aksenal konumlamaları



Şekil 9.5. Yuvarlatılmış diş açıklık konumlamaları



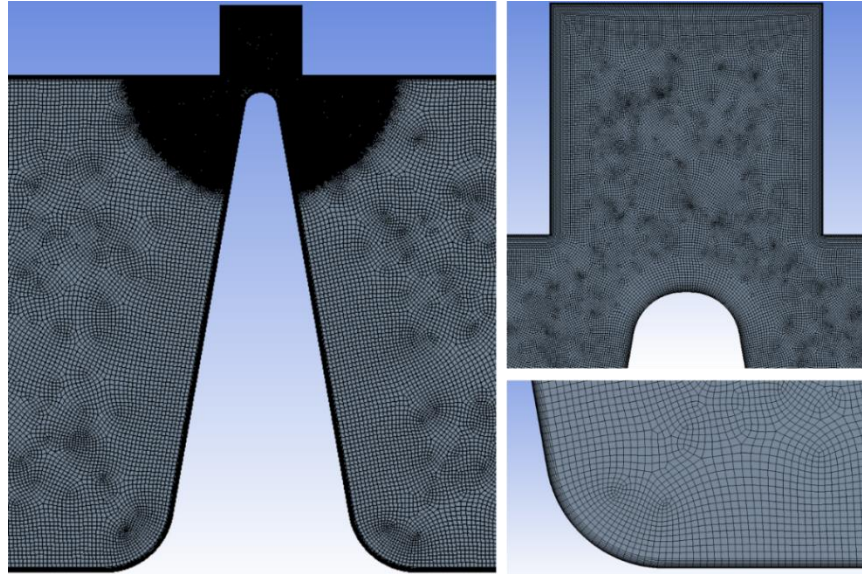
Şekil 9.6. Yuvarlatılmış diş labirent keçe için HAD model geometrisi ve sınır şartları

Çizelge 9.1. Yuvarlatılmış diş analiz matrisi

#	Parametreler		Değerler (Min., Temel, Max.)
1	Oyuk genişliği-derinliği	a-b (mm)	<u>0,000 ; 0,000</u> 0,400 ; 0,254 - 0,600 ; 0,254 0,400 ; 0,508 - <u>0,600 ; 0,508</u>
2	Dişin pozisyonu (Oyuğa göre)	P _g	girişte - ortada - çıkışta
3	Açıklık	c _r (mm)	- (-0,127) - (0) - <u>(0,127)</u> - (0,254)
4	Basınç oranı	R _p	<u>1,5</u> - 2,5 - 3,5
5	Diş sayısı	n _t	2 - <u>4</u> - 8 - 12
6	Rotor dönme hızı	n (krpm)	<u>0</u> - 10 - 20 - 40 - 80

Yuvarlatılmış dişli labirent keçe analizlerinde düz diş benzer şekilde Şekil 9.7’da gösterilen mesh yapısı kullanılmıştır. Yine, düz diş mesh oluşturulmasındaki yöntemler kullanılarak, kısılma ve duvar bölgelerinde daha sık mesh oluşturulmuştur. Dört diştten oluşan temel durum için mesh sayısı $\sim 5 \times 10^5$ seviyesindedir.

Yuvarlatılmış dişli labirent keçe HAD analizlerinin sonuçları düz diş ile karşılaştırmalı olarak aşağıda detaylı olarak verilmiştir.



Şekil 9.7. Yuvarlatılmış dişli labirent keçe için kullanılan mesh yapısı

9.1. Akış Alanı

Analizlerin nihai çıktısı olarak akış fonksiyonunun Çizelge 9.1’de belirtilen parametrelere göre değişimini incelemekten önce, labirent keçede oluşan akış alanının anlaşılabilmesi ve yuvarlatılmış dişin akış oluşumuna etkisinin gözlenmesi için öncelikle akış görsellemesi yapılarak HAD analizi sonuçları incelenmiştir. Bu inceleme, temel durum HAD analizi parametreleri için yapılmıştır. Sırasıyla; statik basınç (Şekil 9.8), hız (Şekil 9.9 ve Şekil 9.11), hız vektörü (Şekil 9.10 ve Şekil 9.12) ve akım fonksiyonu (Şekil 9.13) eş-değer grafikleri oluşturulmuştur. Ayrıca; dişlerin eksenel akış boyunca etkisini gözlemleyebilmek için diş üstü açıklığının ortasından geçen eksenel çizgi boyunca statik basınç ve Mach sayısı değişimleri, tüm basınç oranları için ($R_p=1,5$; $2,5$; $3,5$) ve düz diş ve temel yuvarlatılmış diş parametreleri için sırasıyla Şekil 9.14 ve Şekil 9.15’deki grafiklerde çizilmiştir.

Son olarak; $c_r=0,254$ mm deki yuvarlatılmış diş için birinci ve dördüncü dişin üzerindeki basınç yükünün, basınç oranı ve Mach sayısı ile değişimi Şekil 9.16’de çizilmiştir.

Yuvarlatılmış diş ve oyuk oluşumu etkisinin eş-değer dağılım grafiklerinde daha iyi görsellenebilmesi ve yorumlanabilmesi için dört farklı geometri için şekiller oluşturulmuştur. Bu dört geometrinin özellikleri aşağıda listelenmiştir.

1. Düz diş, düz stator, açıklık $c_r=0,127$ mm
2. Yuvarlatılmış diş, düz stator, açıklık $c_r=0,127$ mm
3. Yuvarlatılmış diş, geniş-derin oyuklu stator, açıklık $c_r=0,127$ mm
4. Yuvarlatılmış diş, geniş-derin oyuklu stator, açıklık $c_r=-0,127$ mm

Aksi belirtilmedikçe, tüm şekiller, $R_p=1,5$ basınç oranında, $nt=4$ diş sayısı ve dönmeyen rotor ($n=0$ krpm) için oluşturulmuştur.

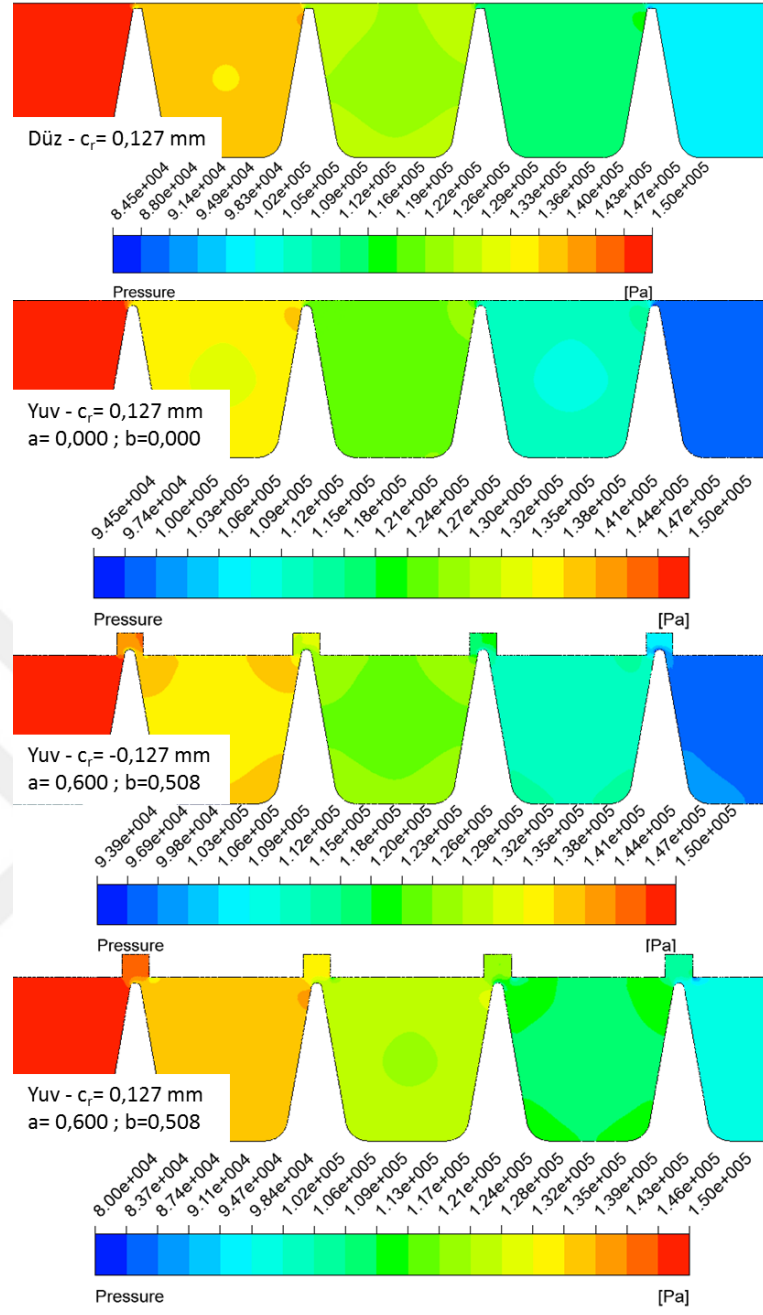
Basınç dağılımı açısından; Şekil 9.8 ve Şekil 9.14’de görüldüğü gibi basınç, ilk diştten son dişe doğru kademeli olarak düşmektedir. Düz diş ve mantar diş için yapılan basınç düşmesi değerlendirmeleri yuvarlatılmış diş için de geçerlidir. Şekil 9.14’de görüldüğü gibi, her bir diş üzerindeki basınç yükü, basınç oranına bağlı olarak değişmektedir. Düz dişte olduğu gibi, artan basınç oranı ile birlikte basınç yükü ilk diştten son dişe doğru kaymaktadır. Yine bunun sebebi artan basınç oranı ile son dişte artan Mach sayısıdır.

Şekil 9.16’de birinci ve son (dördüncü) diş basınç yükünün, basınç oranı ve Mach sayısı ile değişimi çizilmiştir. İlk diş; $R_p=1,5$ ’da toplam basınç yükünün $\sim\%62$ ’sini taşıırken, bu durum $R_p=3,5$ ’da $\sim\%28$ ’e düşmektedir. Son diş ise; $R_p=1,5$ ’da ve $R_p=3,5$ ’da sırasıyla $\sim\%28$ ve $\sim\%50$ basınç yükü taşımaktadır.

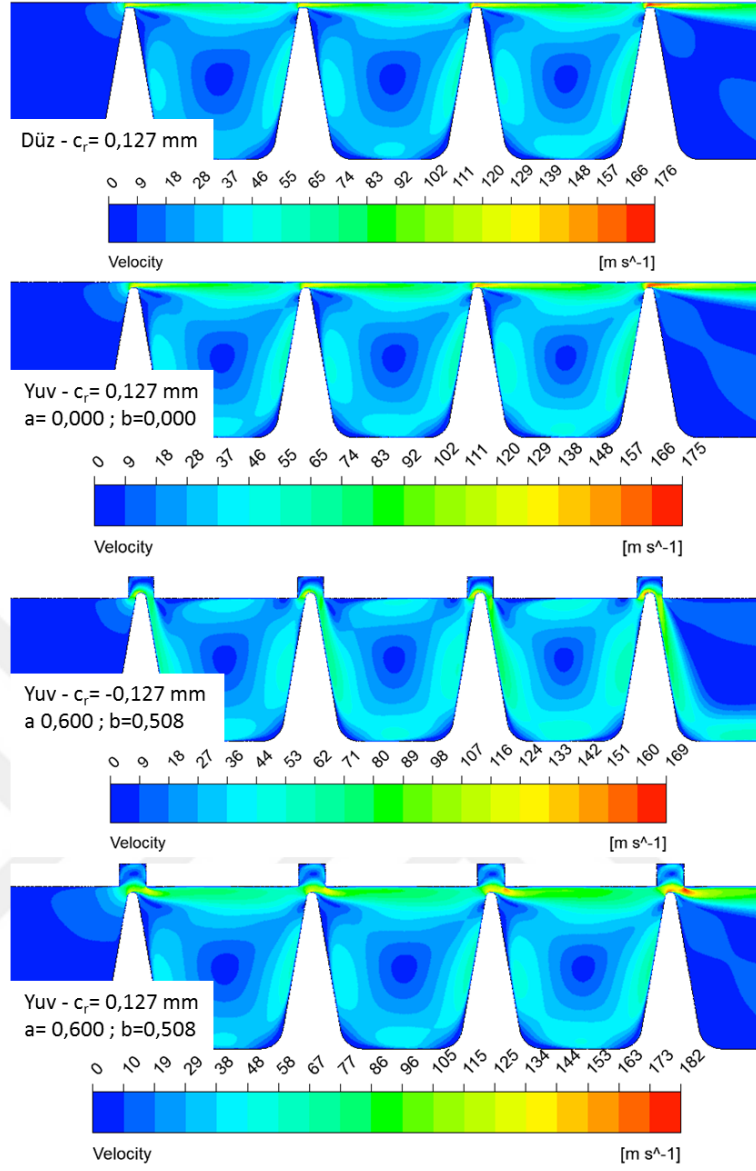
Akış oluşumu açısından, ilk olarak düz diş ile yuvarlatılmış diş geometrilerinin düz statora karşı yerleştirildiği durumları göz önüne alalım. Şekil 9.9, Şekil 9.11, Şekil 9.10 ve Şekil 9.12’da gösterilen akış alanları incelendiğinde, yuvarlatılmış diş etrafında keskin köşeli düz dişe göre daha düzgün ve yüzeyi takip eden bir akış oluşmaktadır. Düz dişteki keskin köşe daha fazla yüzeyden ayrılmalar nedeniyle akışta daha fazla karmaşa, çalkantı ve yerel kayıp oluşturmaktadır. Hız dağılımı, hız vektörleri ve akım fonksiyonu grafikleri incelendiğinde; akış ayrılmaları, akım çizgisi bozuklukları ve vena contracta (kısılma) etkisinin yuvarlatılmış dişte düz dişe göre daha az olduğu görülmektedir. Bu sebeple yuvarlatılmış dişte yerel kayıplar daha az olmaktadır ve böylece kaçak debinin daha fazla olması beklenmektedir.

Yuvarlatılmış diş karşında oyuk oluşursa ve pozitif açıklık varsa, yine akış alanları incelediğinde, oyuk içine genişleyerek ve bükülerek akan bir jet akışı yanında oyukta sirküle eden bir girdap gözü akışı oluşmaktadır. Açıklığın negatif olması durumunda yani yuvarlatılmış dişin oyuk içine girişimli konumlanması durumunda ise oyuktaki jet bükülmesi daha fazla olmakta ve ikinci bir sirküle eden girdap gözü oluşmaktadır. Hatve boşluklarındaki sirküle eden akış formları benzer şekilde oluşmaktadır. Dolayısıyla, sürtünmelerin en çoktan en aza doğru, düz diş, oyuksuz yuvarlatılmış diş, oyuklu girişimsiz yuvarlatılmış diş ve oyuklu girişimli yuvarlatılmış diş şeklinde sıralanacağı görülmektedir. Bu akış formları da kaçak debiyi etkileyecektir.

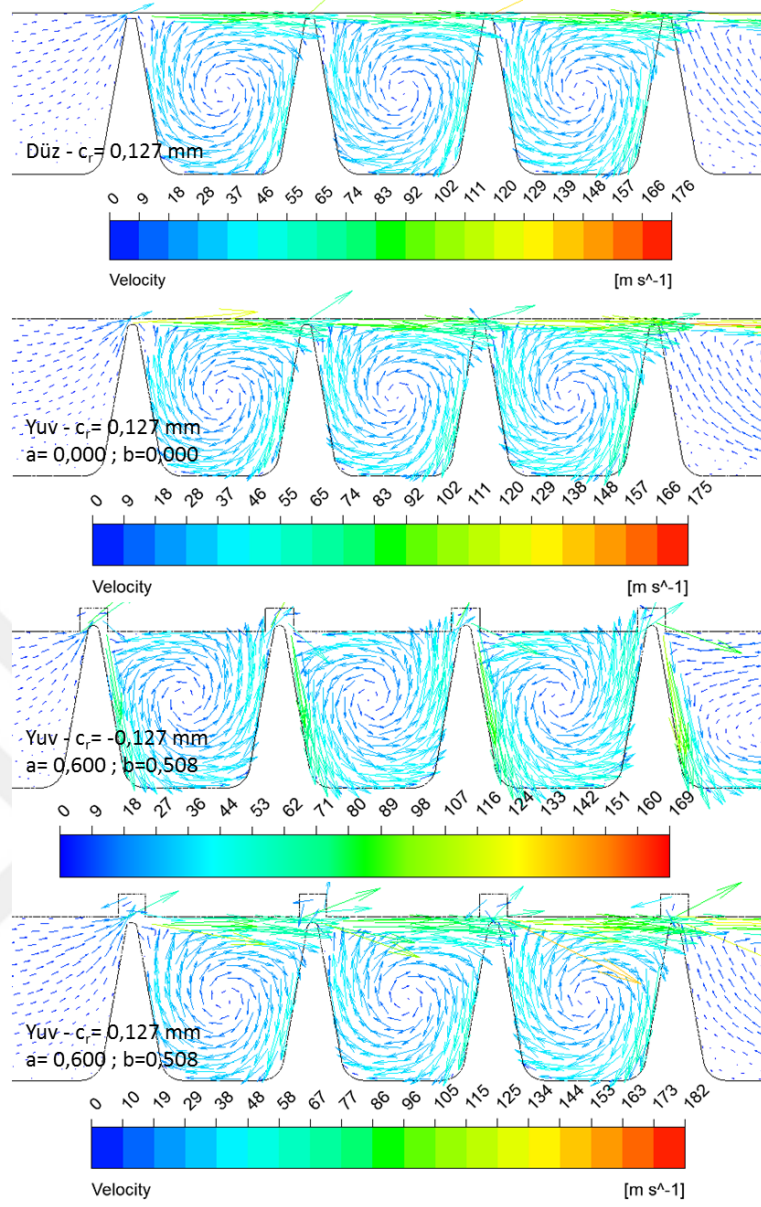
Aşağıdaki alt bölümlerde, Çizelge 9.1’de belirtilen parametrelerin kaçak debiye etkisi ayrı ayrı incelenmiştir.



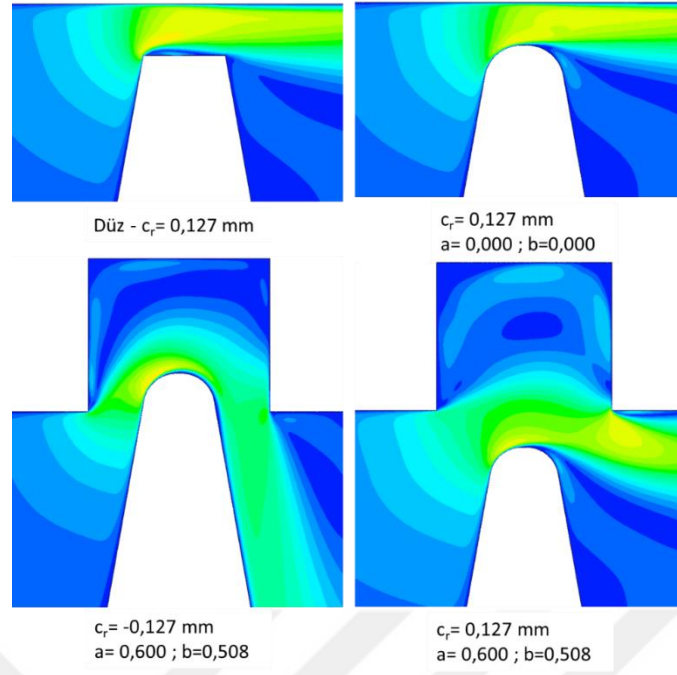
Şekil 9.8. Yuvarlatılmış diş için statik basınç dağılımı



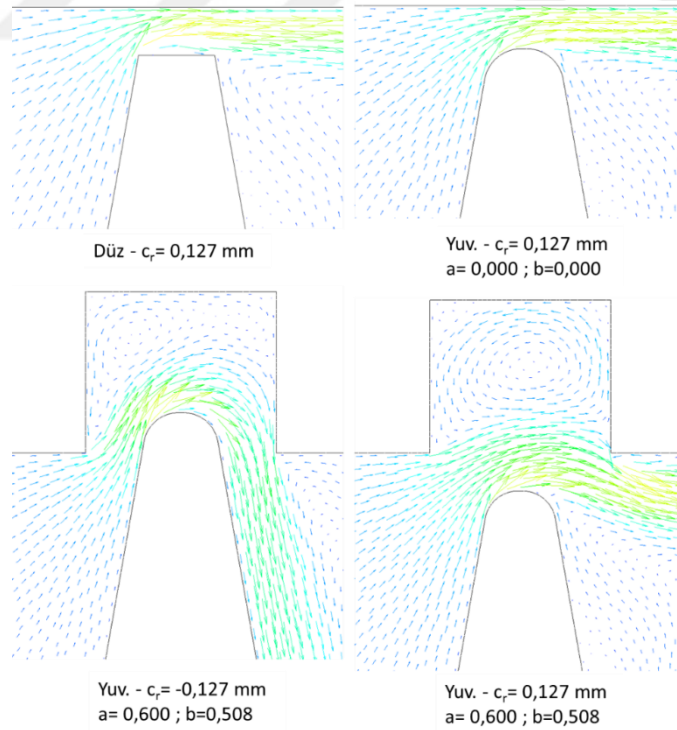
Şekil 9.9. Yuvarlatılmış diş için hız dağılımı



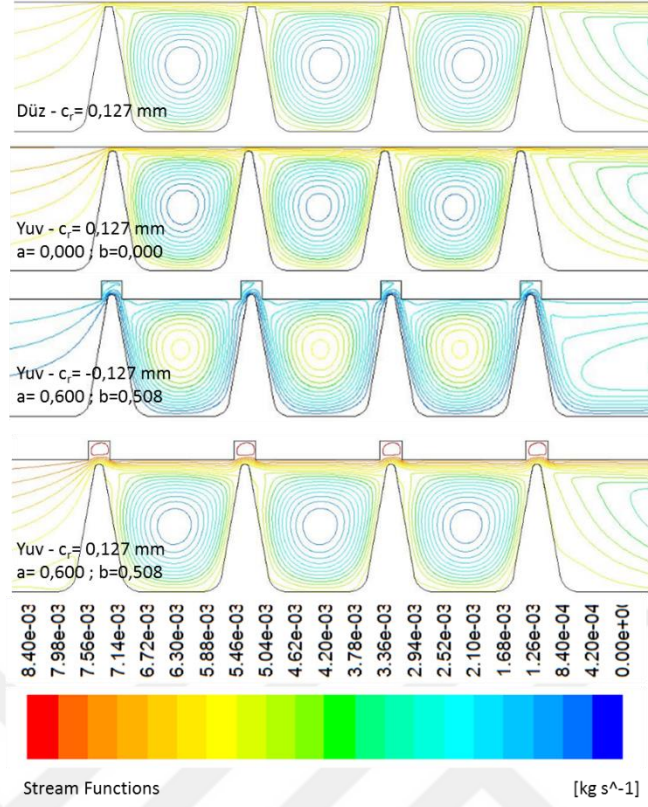
Şekil 9.10. Yuvarlatılmış diş için hız vektörleri



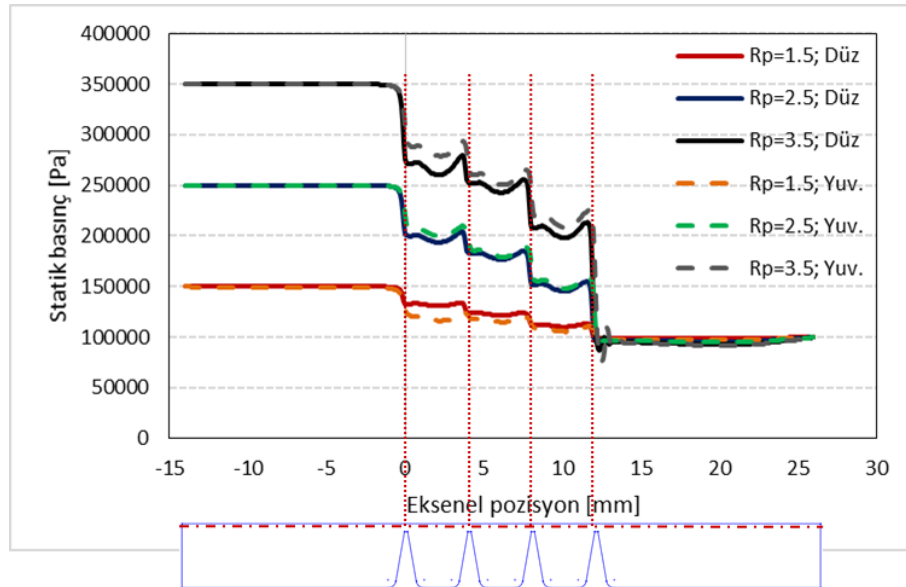
Şekil 9.11. Yuvarlatılmış diş için kısılma bölgesindeki hız dağılımı



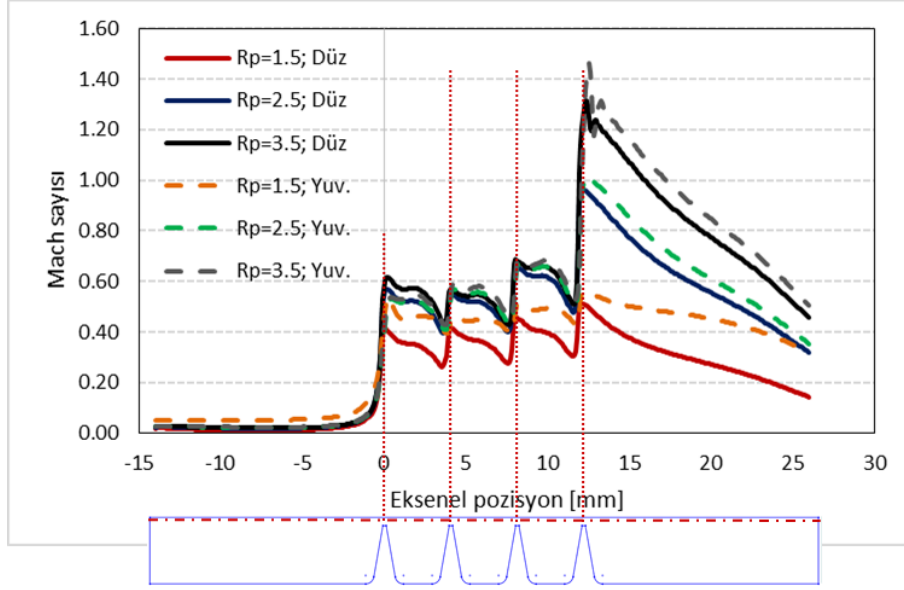
Şekil 9.12. Yuvarlatılmış diş için kısılma bölgesindeki hız vektörleri



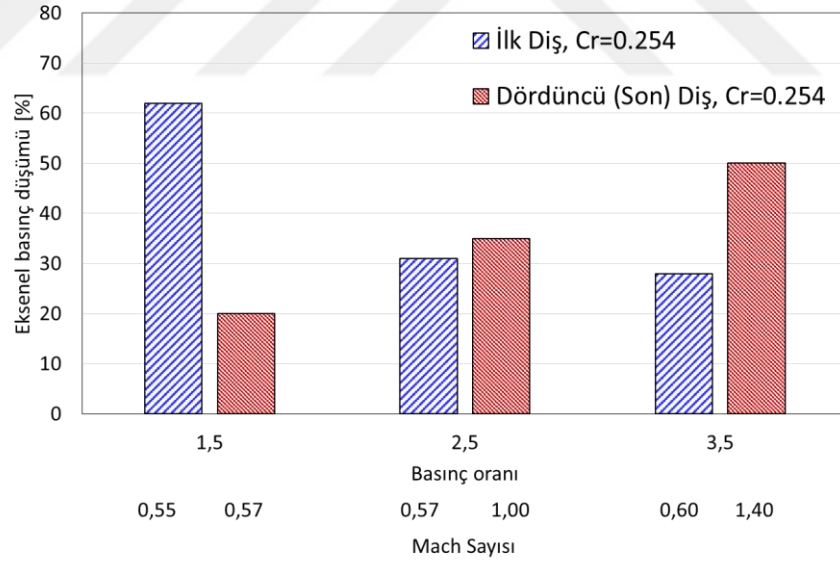
Şekil 9.13. Yuvarlatılmış diş için akım fonksiyonu



Şekil 9.14. Yuvarlatılmış diş için diş üstü açıklığının ortasından geçen eksenel çizgi boyunca statik basınç değişimi ($c_r = 0,254$ mm için)



Şekil 9.15. Yuvarlatılmış diş için diş üstü açıklığının ortasından geçen eksenel çizgi boyunca Mach sayısı değişimi ($c_r=0,254$ mm için)



Şekil 9.16. Yuvarlatılmış diş için birinci ve dördüncü dişin üzerindeki basınç yükünün, basınç oranı ve Mach sayısı ile değişimi ($c_r=0,254$ mm için)

9.2. Oyuk Genişliği-Derinliği

Akış fonksiyonunun oyuk genişliği-derinliği ile değişimi Şekil 9.17’de gösterilmiştir. Grafiğin sağ tarafında analizleri yapılan oyuk genişliği-derinliği değerleri görsellenmiştir. Grafikteki analizler; $c_r=0,127$ mm açıklık, dönmeyen rotor ($n=0$ krpm), $R_p=1,5$ basınç oranı ve $nt=4$ diş sayısı için yapılmıştır. Grafikteki sonuçlar, aynı açıklıktaki bütün yuvarlatılmış diş konfigürasyonlarının düz dişe göre daha fazla debi kaçırdığını göstermektedir.

Ayrıca, kaçak debiye etki açısından; oyuk genişliğinin oyuk derinliğine göre daha baskın olduğu görülmektedir. Bu durumun nedeni, Şekil 9.17’in sağ tarafındaki geometri çiziminde gösterildiği gibi, oyuk genişliği arttırıldığında diş ile stator arasındaki fiziksel olarak etkin açıklığın artmasıdır. Oyuklu geometrilerde etkin açıklık, diş ucu ile oyuğun en yakın yeri olan oyuk köşesi arasındaki minimum mesafedir ki bu mesafe minimum kısılma mesafesidir ve etkin açıklığı oluşturmaktadır. İncelenen parametre değerleri için, bu etkin açıklık mesafesi oyuk derinliği ile değişmezken oyuk genişliği ile değişmektedir. Etkin açıklık oyuk genişliği ile arttığından kaçak debi üzerinde daha baskın rol oynamaktadır.

Çizelge 9.2. Yuvarlatılmış diş için oyuk derinliği-genişliği için etkin açıklık değerleri

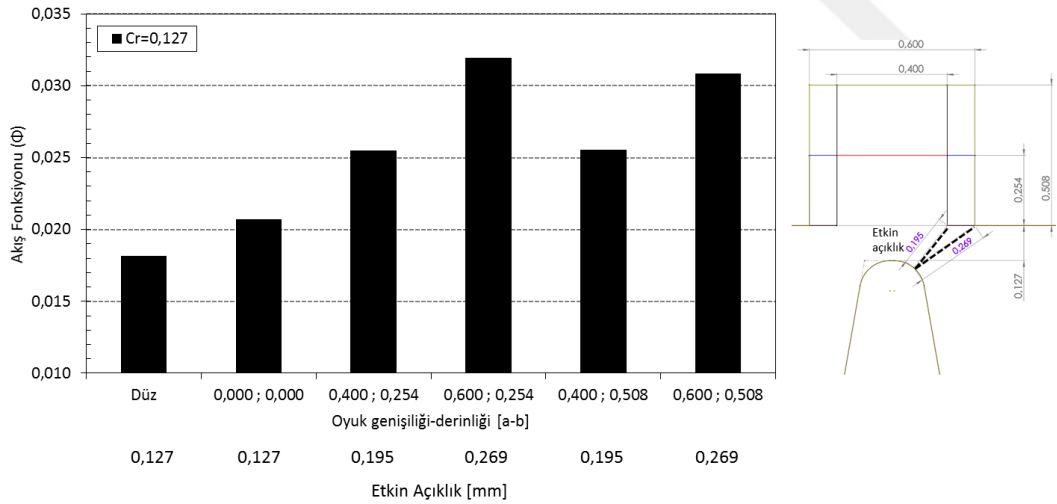
		Oyuk Derinliği	
Oyuk Genişliği	Etkin Açıklık [mm]	Sığ (0,254 mm)	Derin (0,508 mm)
	Dar (0,400 mm)	0,195	0,195
	Geniş (0,600 mm)	0,269	0,269

Oyuk genişliği 0,400 mm’den 0,600 mm’ye artırıldığında; 0,254 mm derinlik için etkin açıklık 0,195 mm’den 0,269 mm’ye %38 artarken, akış fonksiyonu %26 artmaktadır. Aynı oyuk genişliği artışında; derinliğin değişmesi akış alanını arttırmaktadır fakat etkin açıklık değişmemektedir. Bu durumda. 0,508 mm derinlik

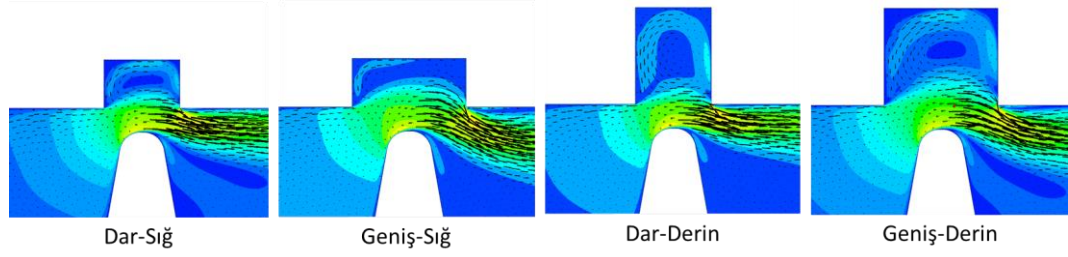
için etkin açıklık 0,195 mm'den 0,269 mm'ye %38 artarken, akış fonksiyonu 0,0256'dan 0,0308'e %20 artmaktadır.

Sabit bir oyuk genişliği için derinliğin değişmesi etkin açıklığı değiştirmemektedir. Şekil 9.18'de görüldüğü üzere artan derinlik; birincil seviyede diş üstünden kıvrılarak geçen akışı, ikincil seviyede oyuk içinde oluşan akış girdap gözlerini etkileyebilecektir. Bu etkiler göreceli olarak düşük seviyelerde gerçekleşmektedir.

Oyuk derinliği 0,254 mm'den 0,508 mm'ye artırıldığında; 0,400 mm genişlik için akış fonksiyonu 0,0255'den 0,0256'ya %0,7 artmaktadır. Aynı oyuk derinliği artışında; 0,600 mm genişlik için akış fonksiyonu 0,0319'dan 0,0308'e %3,5 düşmektedir. Küçük genişlikte artan derinlik akış fonksiyonunu ihmal edilecek kadar az artırmıştır. Büyük genişlikte ise akış fonksiyonu %3 mertebesinde azalma göstermiştir ki bunun sebebi olarak ikincil çevrinti gözünün diş üstündeki ana akış üzerindeki baskılama etkisi gösterilebilir.



Şekil 9.17. Yuvarlatılmış diş için akış fonksiyonunun oyuk genişliği-derinliği ile değişimi



Şekil 9.18. Yuvarlatılmış diş için oyuk genişliği-derinliği ile hız dağılımının değişimi

9.3. Diş-Oyuk Eksenel Konumu

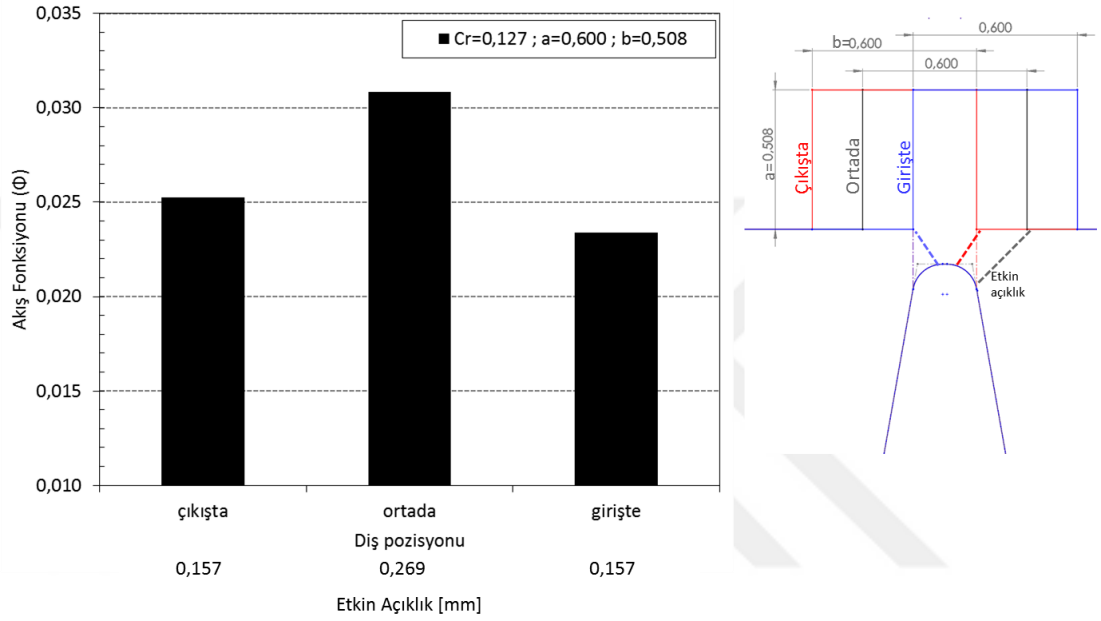
Akış fonksiyonunun diş pozisyonu ile değişimi Şekil 9.19’de gösterilmiştir. Şekil 9.19’nin sağ tarafındaki geometri çiziminde gösterildiği gibi, diş ucu ile oyuğun en yakın yeri olan oyuk köşesi arasındaki minimum mesafe olan etkin açıklık; oyuk boyutları yanında geçici rejimdeki aşınmadan sonra diş ve oyuğun birbirine göre eksenel konumlanmasına da bağlıdır. Oyuğun dişin giriş kısmına yakın, ortada ve çıkış kısmına yakın olduğu durumlarda sırasıyla etkin açıklık 0,157 mm, 0,269 mm ve 0,157 mm olmaktadır.

Şekil 9.19’nin sağ tarafındaki çizim, analiz matrisinde incelenen diş-oyuk konumlarını göstermektedir. Sürekli rejim şartlarında; diş, eksenel yönde oyuğun ortasında, oyuğun giriş kısmında ve oyuğun çıkış kısmında olmak üzere 3 farklı diş-oyuk konumlaması dikkate alınmıştır. Bu sayede en uç noktaların analizleri yapılmaktadır.

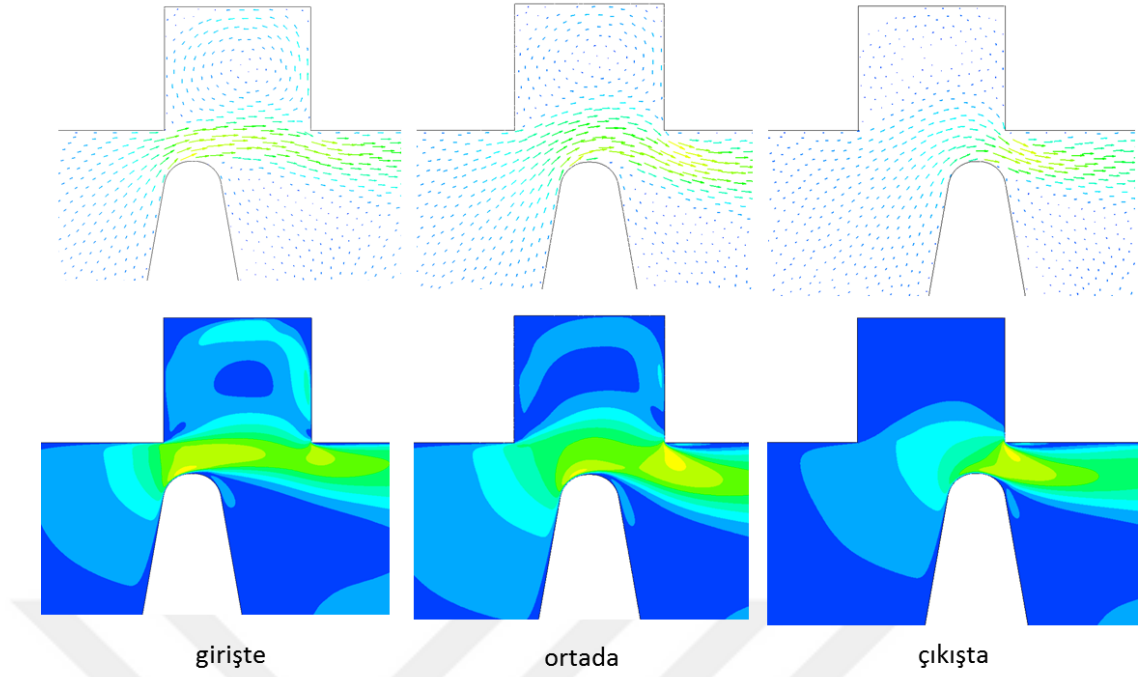
Diş-oyuk konumlaması ortada olduğu zaman kaçak debi (akış fonksiyonu) en yüksek seviyede gerçekleşmektedir. Diş girişe veya çıkışa doğru yerleştirildiğinde kaçak debi ortaya yerleştirildiği duruma göre azalmaktadır. Bu durumun en büyük nedeni, etkin açıklığın diş-oyuk konumlaması girişe ya da çıkışa yakın olduğunda orta konumlamaya göre daha küçük olmasıdır.

Dişin konumlama yerine göre akış fonksiyonları büyükten küçüğe doğru; ortada (0,0308), çıkışta (0,0252) ve girişte (0,0234) şeklinde sıralanmaktadır. Dişin giriş kısmına yakın konumlamasında akış fonksiyonu çıkış konumlamasına göre bir miktar

düşüktür. Minimum etkin açıklık dişin girişte ve çıkışta olduğu durumda eşit olsa da, hız dağılımı ve vektörleri incelendiğinde (Şekil 9.20), dişin girişte olduğu durumda, çıkışta olduğu duruma göre oyuğun içinde daha fazla sirkülasyon oluşmuştur. Oluşan bu sirkülasyon kayıpları göreceli olarak arttıracaktır. Bu sebeple dişin girişte olduğu durum, çıkışta olduğu duruma ~%7 daha az debi kaçırmıştır



Şekil 9.19. Yuvarlatılmış diş için akış fonksiyonunun diş-oyuk eksenel konumlaması ile değişimi



Şekil 9.20. Yuvarlatılmış diş için hız vektörlerinin diş-oyuk eksenel konumlaması ile değişimi

9.4. Açıklık

Akış fonksiyonunun açıklık ile değişimi Şekil 9.21’de gösterilmiştir. Şekil 9.21’ün sağ tarafındaki çizim, analiz matrisinde incelenen açıklık konumlamalarını göstermektedir. Yukarıda açıklandığı gibi, dişlerin statoru aşındırdıktan sonra sürekli rejimde belli bir açıklıkla konumlanması yanında oyuk içinde kalacak şekilde girişimli olarak konumlanması durumu da incelemeye alınmıştır. Bu sebeple; yani diş üstü ile aşınmamış stator arasındaki dişin girişimli olması durumlarında açıklık değerleri negatif olarak sembollenenmiştir. Analizler, temel durum parametreleri için ($a-b=0,600-0,508$ mm, $n=0$ krpm; $R_p=1,5$; $nt=4$) yapılmıştır ve açıklık $c_t=-0,254$; $0,254$ mm aralığında değiştirilmiştir.

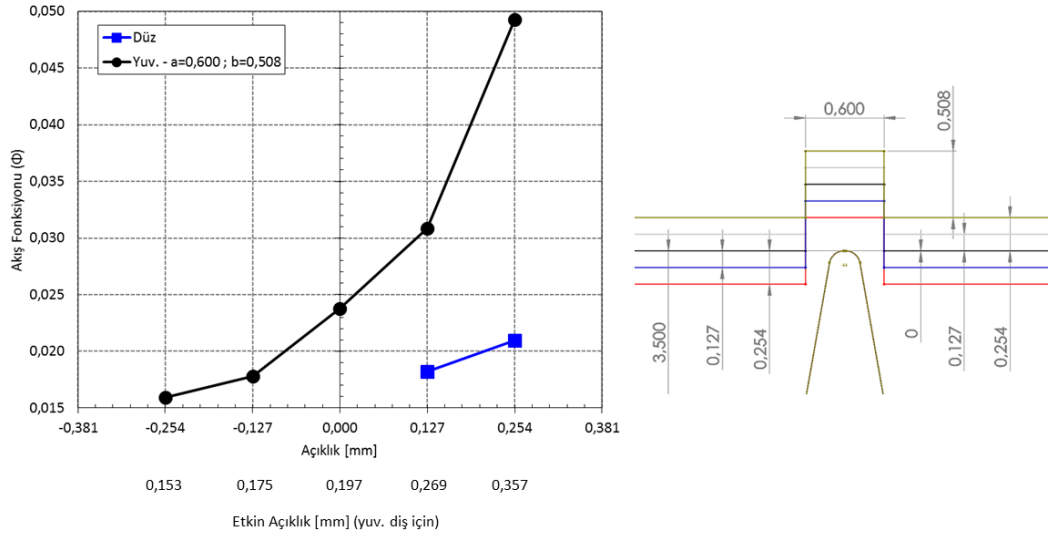
Şekil 9.21’de akış fonksiyonu ile açıklık arasında, şimdiye kadar gözlenen düşük artış değişimi yerine parabolik ve daha hızlı bir artış değişimi gözlenmektedir. Bunun sebebi oyugun oluşturduğu ilave açıklıktır. Şekil 9.18 üzerine karşılaştırma amaçlı düz

diş için akış fonksiyonu değerleri de yerleştirilmiştir. Oyuğun getirdiği ilave açıklık nedeniyle oyuklu geometrideki akış fonksiyonu düz dişe göre oldukça yüksek çıkmıştır. Açıklığın 0,000 mm gösterildiği durumda, diş üstü ile oyuk yüzeyi arasında radyal doğrultuda 0,508 mm açıklık bulunurken etkin açıklık ise 0,312 mm olarak gerçekleşmektedir. Açıklığın pozitifte 0,127 mm'den 0,254 mm'ye artırılmasıyla ve oyukunda etkisi ile akış fonksiyonu yüksek oranda artmıştır. $c_r=0,254$ mm açıklık için yuvarlatılmış diş, düz diştten yaklaşık 2,5 kat daha fazla debi kaçırmıştır.

Çizelge 9.3. Yuvarlatılmış diş için açıklık için etkin açıklık

Açıklık [mm]	-0,254	-0,127	0,000	0,127	0,254
Yuv. Diş Etkin Açıklık [mm]	0,153	0,175	0,197	0,269	0,357
Düz Diş Etkin Açıklık [mm]	-	-	-	0,127	0,254

Şekil 9.21'de yuvarlatılmış diş sonuçlarını karşılaştırmak adına, dişin oyukun içine girerek çalıştığı eksi açıklıklı analiz sonuçları bulunduğu için, akış fonksiyonu hesaplanırken tek bir alan değeri alınmıştır. Bu alan değeri $c_r=0,127$ mm'ye karşılık gelen alan değeridir. Düz diş sonucunda bu yaklaşım uygulanmamıştır. Grafik yorumlanırken bu durum göz önünde bulundurulmalıdır.

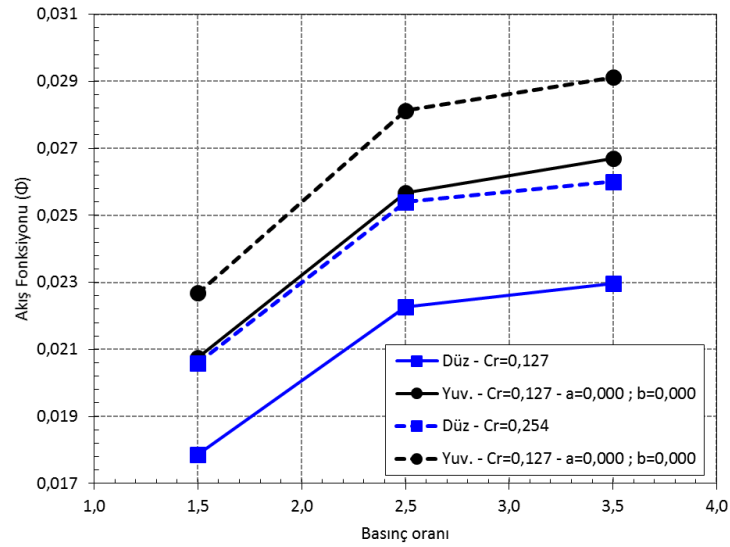


Şekil 9.21. Yuvarlatılmış diş için akış fonksiyonunun açıklık ile değişimi

9.5. Basınç Oranı

Akış fonksiyonunun basınç oranı ile değişimi Şekil 9.22’da gösterilmiştir. Grafikteki bütün analizler dönmeyen rotor ($n=0$ krpm), $n_t=4$ diş sayısı için gerçekleştirilmiştir. Grafikte $c_r=0,127$ mm ve $c_r=0,254$ mm açıklık değerlerine sahip düz diş ve oyuksuz yuvarlatılmış diş analiz sonuçları verilmiştir. Analizlerde çıkış basıncı sabit tutulmuştur ve giriş basıncı belli bir basınç oranını sağlamak üzere artırılmıştır. Bu nedenle, yüksek basınç oranlarında, girişteki hava yoğunluğu daha yüksektir. Artan basınç oranı, giriş-çıkış arasındaki potansiyel farkı artırdığından akış fonksiyonu olarak artmaktadır. Basınç oranının düşük değerlerindeki akış fonksiyonu artışı daha yüksek gerçekleşmiştir. Burada, artan basınç oranı ile debi artışının azalması boğulmaya yönelimi göstermektedir.

Grafikte oyuksuz yuvarlatılmış diş, oyuksuz düz diş ile karşılaştırılmıştır. Oyuğun getirdiği ilave açıklık nedeniyle oyuklu geometrideki akış fonksiyonu düz dişe göre oldukça yüksek çıkmıştır. Debi artışı, açıklığa bağlı olarak değişmiştir. 0,127 mm (eşdeğer düz diş) ve 0,127 mm (eşdeğer oyuksuz yuvarlatılmış diş) açıklık için basınç oranı başına akış fonksiyonu artış oranı sırasıyla $\sim 0,0025$ ve $\sim 0,0030$ olarak gerçekleşmektedir.



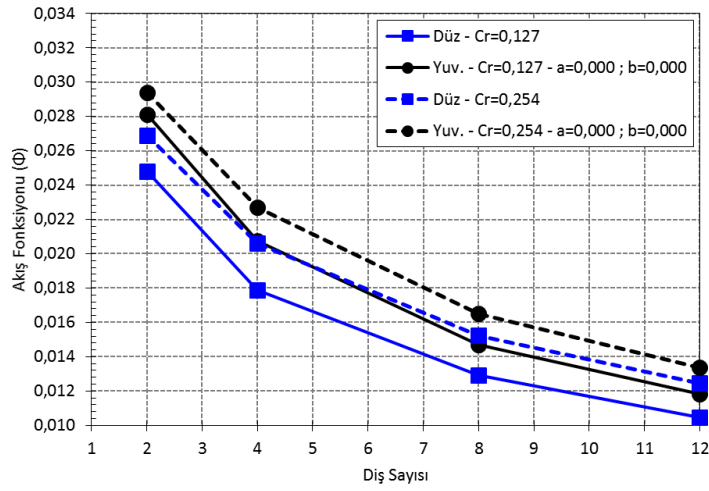
Şekil 9.22. Yuvarlatılmış diş için akış fonksiyonunun basınç oranı ile değişimi

9.6. Diş Sayısı

Akış fonksiyonunun diş sayısı ile değişimi Şekil 9.23’de gösterilmiştir. Grafikteki bütün analizler dönmeyen rotor ($n=0$ krpm), $R_p=1,5$ basınç oranı $c_r=0,127$ mm ve $c_r=0,254$ mm açıklıktaki oyuksuz yuvarlatılmış diş ve düz diş için gerçekleştirilmiştir. Grafikte oyuksuz yuvarlatılmış diş, oyuksuz düz diş ile karşılaştırılmıştır.

Diş sayısı arttıkça ($nt=2-12$), kısılma bölgesi ve hatve boşluk sayıları arttığından, daha fazla sürtünme ve kinetik enerji kaybı gerçekleşir. Kaçak debi (akış fonksiyonu), diş sayısı arttıkça tüm durumlar için benzer bir eğilim ile azalmaktadır.

Diş sayısı arttıkça kaçak debi azalma oranı azalmıştır. Diğer yandan her bir diş için kaçak debi azalma oranı da azalmaktadır.

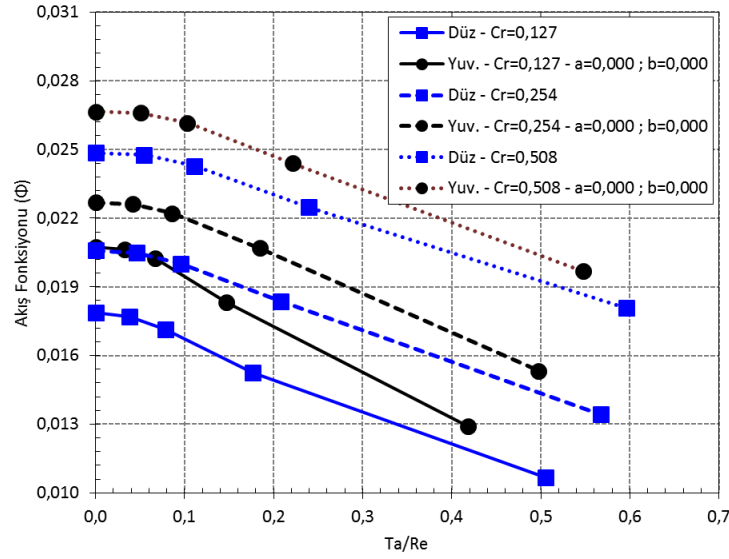


Şekil 9.23. Yuvarlatılmış diş için akış fonksiyonunun diş sayısı ile değişimi

9.7. Rotor Dönüş Hızı

Yuvarlatılmış diş için şu ana kadar gösterilen grafikler dönmeyen rotor için oluşturulmuştur. Rotor hızı 0-80 krpm arasında değiştirilerek analizler tekrar edilmiştir. Maksimum devir sayısı olan 80 krpm için rotor yüzey hızı 670,2 m/s'dir. Şekil 9.24'da gösterilen sonuçlar temel değerler için yani $nt=4$ diş sayısı ve $R_p=1,5$ basınç oranı için oluşturulmuştur. Sonuçlar Ta/Re oranına göre oluşturulmuştur. Akış fonksiyonunun Ta/Re oranı (rotor dönüş hızı) ile değişimi Şekil 9.24'de gösterilmiştir.

Grafikte sadece diş yuvarlatmasının etkisi görülmektedir. Yani bu grafikte oyuk oluşumu dikkate alınmamıştır. Düz dişin analizleri ve yuvarlatılmış dişin analizleri $c_r=0,127$ mm, $c_r=0,254$ mm ve $c_r=0,508$ mm açıklıklar için yapılmıştır. Yuvarlatılmış dişte ve düz dişte $c_r=0,127$ mm, $c_r=0,254$ mm ve $c_r=0,508$ mm analizlerinde akış fonksiyonunda azalış görülmüştür. Kaçak debideki (akış fonksiyonundaki) bu düşüşün nedeni vena contracta etkisidir. Artan rotor dönüş hızı ile teğetsel yöndeki hızın aksenal yöndeki hıza oranı artmaktadır ve serbest akışkan ile sınır tabaka etkileşimi artmıştır. Böylece, artan rotor dönüş hızı ile kaçak debi azalmaktadır.



Şekil 9.24. Yuvarlatılmış diş için akış fonksiyonunun rotor dönüş hızı ile değişimi

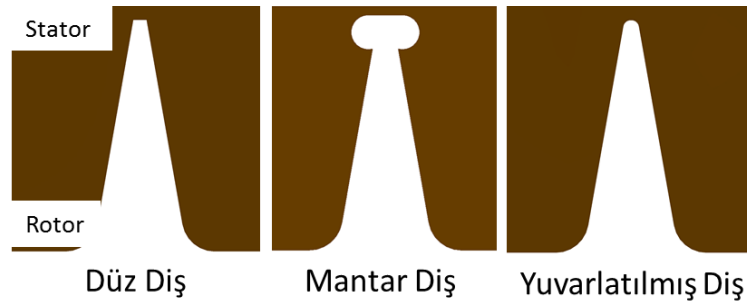
Bu kısma kadar düz diş, mantar diş ve yuvarlatılmış diş analizleri ayrı ayrı gösterilmiş aşınmış dişler kendi arasında karşılaştırılmayıp sadece düz diş analizleri ile karşılaştırılmıştır. Takip eden 10. bölümde ise; düz diş, mantar diş ve yuvarlatılmış diş analizleri birbirleriyle karşılaştırılacaktır.

Buraya kadar, düz dişli, mantar dişli ve yuvarlatılmış dişli labirent keçelerin akış fonksiyonu performansları, ilgili inceleme parametrelerine göre değerlendirilmiştir. Takip eden 10. Bölümde (Sonuçlar ve Öneriler) labirent keçelerde görülen bu aşınma çeşitlerinin akış fonksiyonuna etkisi bir bütün halinde karşılaştırılmış ve değerlendirilmiştir.

10. SONUÇLAR VE KARŞILAŞTIRMALAR

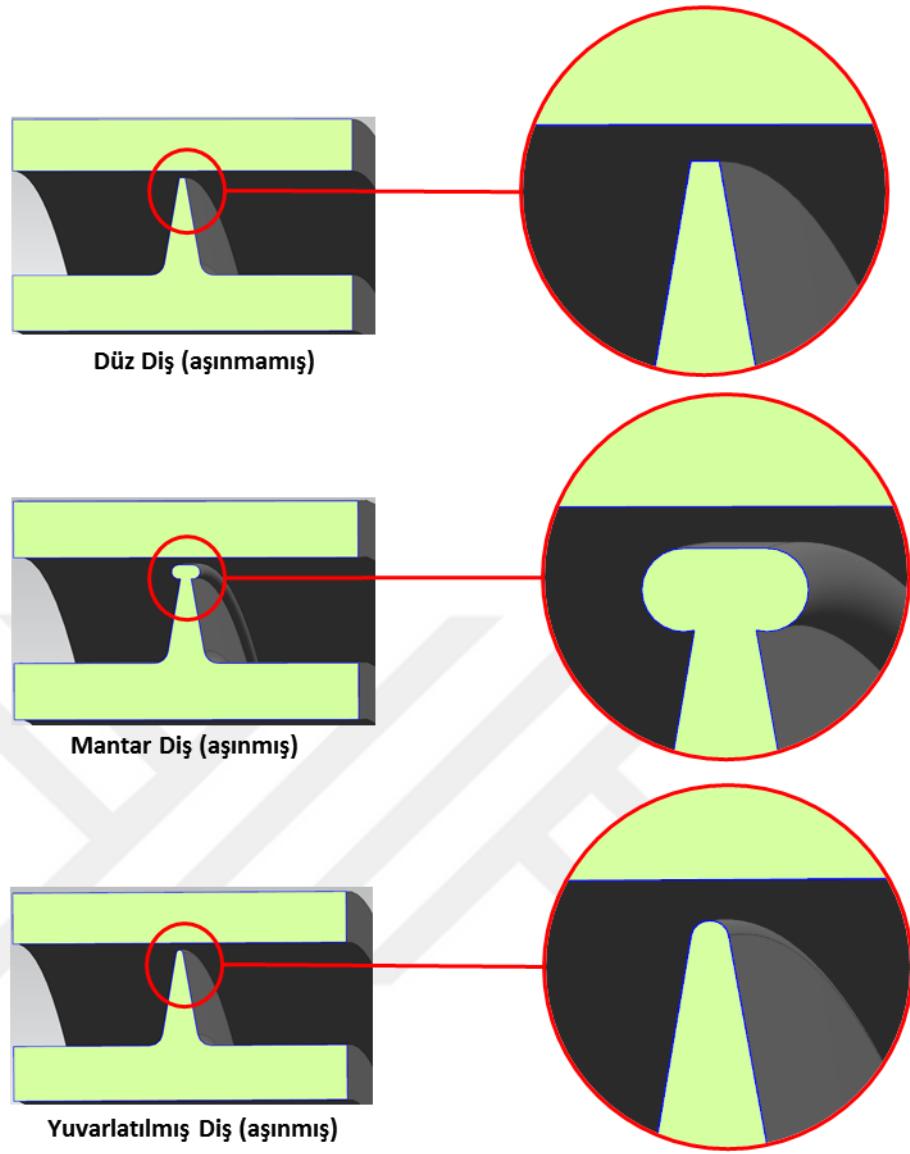
Önceki bölümlerde düz diş, mantar diş ve yuvarlatılmış diş analizleri detaylı bir şekilde incelenmiştir. Bu bölümde ise birbirleriyle karşılaştırılmak amaçlanmaktadır. Mantar diş ve yuvarlatılmış (oyuksuz) diş analiz matrisleri birbirinden farklı aşınmalar oldukları için aynı analiz matrisi kullanılmamıştır. Bu nedenle karşılaştırma işlemi için mevcut analizlerin yanında yeni analizler yapılmıştır. Aşağıda Şekil 10.1’de karşılaştırılması yapılacak düz diş, mantar diş ve oyuksuz yuvarlatılmış diş gösterilmiştir. Her üç durum içinde açıklığın, basınç oranının, diş sayısının ve rotor dönüş hızının kaçak debiye (akış fonksiyonuna) etkisi karşılaştırılacaktır. Karşılaştırma işlemi için aşağıda listelenen analizler yapılmıştır.

1. Düz diş: $c_r=0,127$ mm ve $c_r=0,254$ mm açıklık
2. Mantar diş: $c_r^*=0,127$ mm ve $c_r^*=0,254$ mm açıklıkta ve $R=0,254$ mm mantar yarıçapı
3. Yuvarlatılmış diş: $c_r=0,127$ mm ve $c_r=0,254$ mm açıklıkta oyuksuz yuvarlatılmış diş



Şekil 10.1. Karşılaştırma amaçlı düz diş, mantar diş ve yuvarlatılmış diş geometrileri ve şekilsel gösterimleri

Aşağıda Şekil 10.2’de düz dişin, mantar dişin ve yuvarlatılmış dişin şekilsel gösterimi sunulmuştur.



Şekil 10.2. Düz dişin, mantar dişin ve yuvarlatılmış dişin şekilsel gösterimi

Mantar diş ve oyuksuz yuvarlatılmış diş aşınmasının olduğu labirent keçeler, her durumda düz dişli labirent keçelerden daha fazla debi kaçırmaktadır. Mantar diş ve oyuksuz yuvarlatılmış kendi arasında karşılaştırıldığında ise açıklık ile değişen bir durum görülmüştür. $c_r=0,127$ mm gibi küçük açıklık değerlerinde oyuksuz yuvarlatılmış diş, mantar diştten bir miktar fazla debi kaçırmıştır. $c_r=0,254$ mm açıklıktan itibaren mantar diş, oyuksuz yuvarlatılmış diştten daha fazla debi kaçırmaya başlamıştır. Aşağıda ilgili durumlar için akış alanı incelenmiştir.

10.1. Akış Alanı

Diş aşınmalarının karşılaştırılması ve aşınmanın akışa alanındaki etkisinin görsellenerek değerlendirilmesine yönelik olarak incelenen üç diş formu (düz, mantar, yuvarlak) için statik basınç dağılımı (Şekil 10.3), hız dağılımı (Şekil 10.4) ve hız vektörleri (Şekil 10.5 ve 10.5) şekilleri gösterilmiştir. Şekiller; $c_r=0,127$ mm açıklığa sahip düz diş, $c_r=0,127$ mm açıklığa sahip $R=0,254$ mm mantar yarıçaplı mantar diş ve $c_r=0,127$ mm açıklığa sahip oyuksuz yuvarlatılmış diş olmak üzere üç geometri için oluşturulmuştur. Aksi belirtilmedikçe, tüm şekiller, $R_p=1,5$ basınç oranında, $nt=4$ diş sayısı ve dönmeyen rotor için ($n=0$ krpm) oluşturulmuştur.

Şekil 10.3'de görüldüğü gibi basınç genel olarak bütün diş formlarında ilk diştten son dişe doğru kademeli olarak düşmektedir. Bu durum düz diş, mantar diş ve oyuksuz yuvarlatılmış diş için de geçerlidir. Her bir dişin üzerine düşen basınç yükü, basınç oranına bağlı olarak değişmektedir.

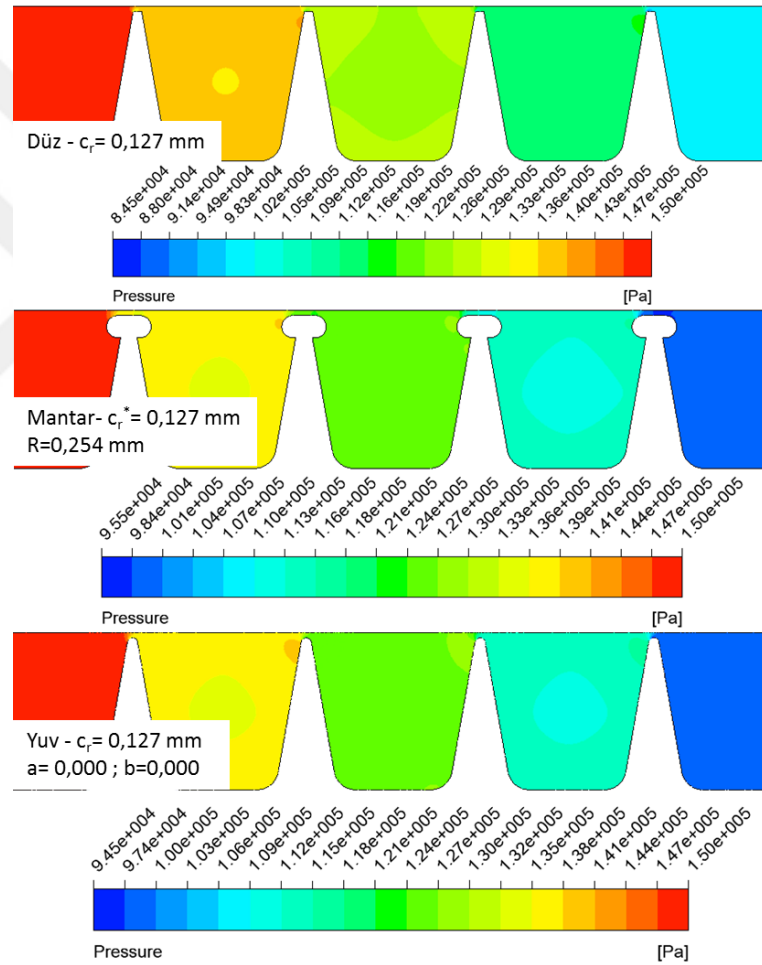
Şekil 10.4, Şekil 10.5 ve Şekil 10.6'de gösterilen hız dağılımından ve hız vektörlerinden görüldüğü üzere aşınmış dişlerdeki yuvarlatmalardan dolayı akışın diş üzerinden daha yumuşak ve düzgün bir şekilde geçtiği görülmektedir. Çünkü mantar diş ve yuvarlatılmış diş ucu, geometrisinden dolayı düz dişe göre daha az yerel kayıp oluşturmaktadır. Aşınmanın bir sonucu olarak düz dişteki keskin köşelerin ortadan kalkması kaçak debi miktarını doğrudan etkilemektedir. Aşınmış keçeler keskin köşelerin ortadan kalkması ile daha yuvarlak geometrik hatlara sahip olur ve bunun sonucu olarak yerel kayıp katsayıları daha düşük olur. Böylece aşınmış keçelerin kaçak debi miktarı düz dişe göre daha fazladır.

Aynı geometrik ölçülerde (açıklık, hatve, diş ucu kalınlığı vb.) yerel kayıp katsayıları büyükten küçüğe doğru, düz diş, mantar diş ve yuvarlatılmış diş şeklinde sıralanmaktadır. Bu durumun tersi olarak kaçak debi değerleri, büyükten küçüğe doğru, yuvarlatılmış diş, mantar diş ve düz diş şeklinde sıralanmaktadır.

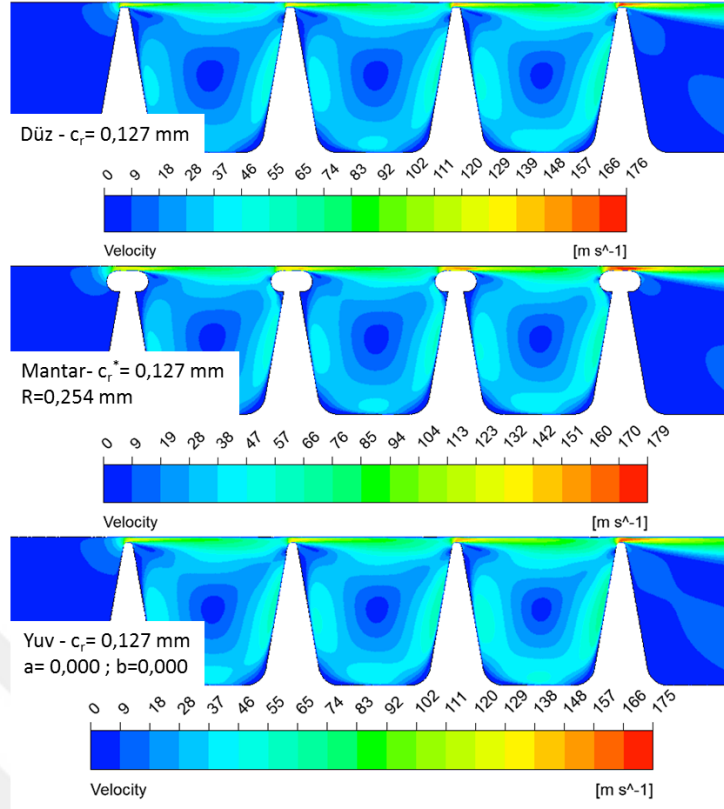
Şekil 10.6'de düz diş, mantar diş ve yuvarlatılmış diş için kısılma bölgesindeki hız vektörleri ve hız dağılımı gösterilmiştir. Aşınmış diş ucunun (mantar ve yuvarlatılmış dişin) akış alanına etkisi görülmektedir. Mantar diş ve yuvarlatılmış diş, düz dişe göre

akış alanının neredeyse tamamını kullanmaktadır. Düz dişte görülen keskin köşelerden kaynaklı vena contracta etkisi, aşınmış diş ucuna sahip geometrilerde daha azdır. Aşınmış diş geometrisinde akışkan yüzeyden kopmadan açıklıktan geçmektedir. Bu durum kısılma bölgesindeki etkin (akış tarafından kullanılabilir) açıklığı arttırmaktadır.

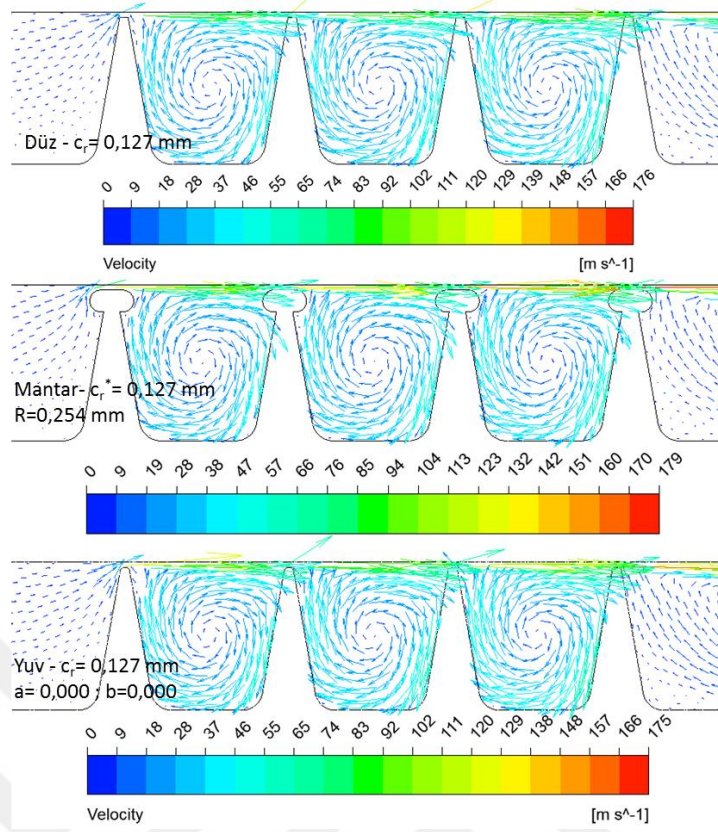
Şekil 10.7’de $R_p=1.5$ ’te düz diş, mantar diş ve yuv. diş için diş üstü açıklığının ortasından geçen aksenal çizgi boyunca statik basınç değişimi gösterilmiştir. Grafikten görüldüğü üzere ilk diştan son dişe doğru kademeli olarak düşmektedir.



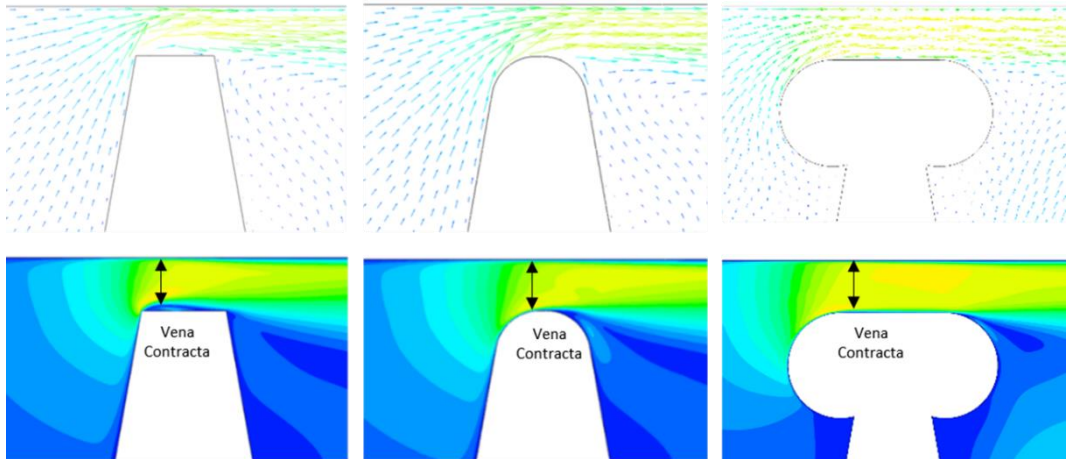
Şekil 10.3. Statik basınç dağılımı



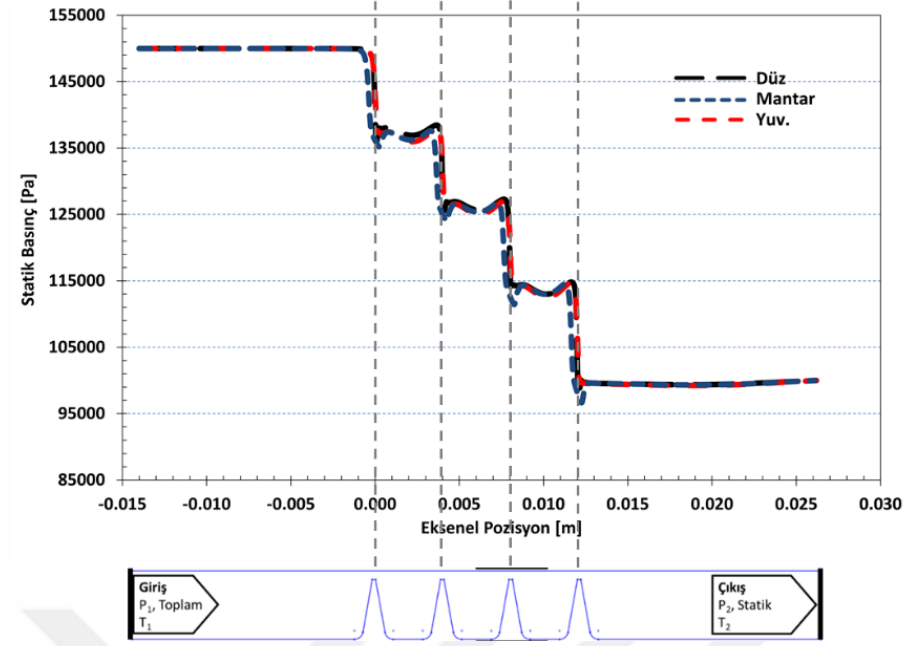
Şekil 10.4. Hız dağılımı



Şekil 10.5. Hız vektörleri



Şekil 10.6. Kısılma bölgesindeki hız vektörleri ve hız dağılımı



Şekil 10.7. Diş üstü açıklığının ortasından geçen eksenel çizgi boyunca statik basınç değişimi

10.2. Açıklık

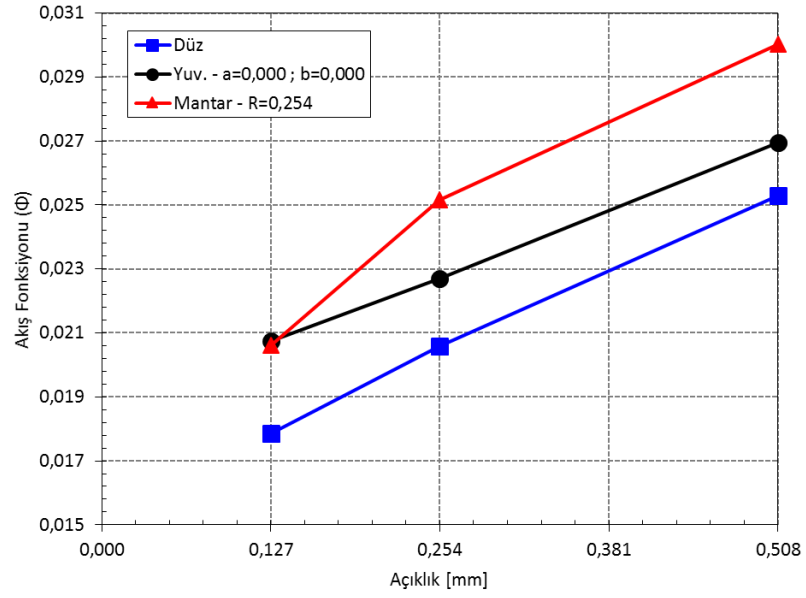
Akış fonksiyonunun açıklık ile değişimi Şekil 10.8’de gösterilmiştir. Grafikteki bütün analizler dönmeyen rotor ($n=0$ krpm), $nt=4$ diş sayısı, $R_p=1,5$ basınç oranı için oluşturulmuştur. Mantar dişli ve oyuksuz yuvarlatılmış dişli labirent keçeler, bütün açıklık değerlerinde düz dişli labirent keçelerden daha fazla debi kaçırmaktadır. Mantar diş ve oyuksuz yuvarlatılmış kendi arasında karşılaştırıldığında ise açıklık önemli bir parametre haline gelmiştir. $c_r=0,127$ mm gibi küçük açıklık değerlerinde oyuksuz yuvarlatılmış diş, mantar dişten bir miktar (binde bir) fazla debi kaçırdığı gözlenmiştir. $c_r=0,254$ mm ve daha büyük açıklık değerlerinde ise mantar diş, oyuksuz yuvarlatılmış dişten bariz bir şekilde daha fazla debi kaçırmaya başlamıştır.

Bu durumun sebebi, $c_r=0,127$ mm gibi küçük açıklık değerlerinde diş ucu kalınlığının etkisinin daha önemli olmasıdır. Mantar dişte diş ucu kalınlığı olan 0.508 mm, yuvarlatılmış dişe göre fazladır. Düşük açıklık değerlerinde w/c_r oranı (diş ucu kalınlığı/açıklık) büyük açıklıklara göre yüksek olmuştur. Bu sebeple düşük açıklık

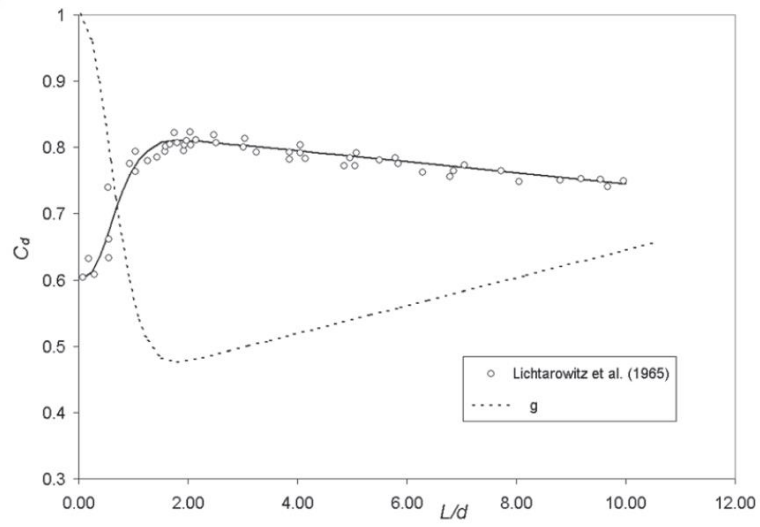
değerinde mantar diş yuvarlatılmış dişte az kaçak debi değerine sahiptir. Bu durum Idris (2005)'in makalesinde açıkladığı orifislerin boyu uzadıkça C_d 'nin değişimine benzetilebilir (Şekil 10.9). C_d , orifis boyu uzadıkça vena contracta etkisinden dolayı önce artar daha sonra sürtünme etkilerinden dolayı düşmeye başlar.

Bu durumun etkisi Şekil 10.10'de ki diş üstü hız profillerinden de görülebilir. Diş üstüne daha yakından bakıldığında, $c_r=0.127$ mm açıklıkta yuvarlatılmış diş akış alanını mantar dişe göre daha fazla kullanabilirken, bu durum $c_r=0.254$ mm ve $c_r=0.508$ mm açıklıkta değişmiştir. Ayrıca, yine grafikten görüleceği üzere en büyük vena contracta etkisi düz dişte görülmüştür. Düz dişin keskin köşelerinden kaynaklanan bu durum sebebiyle kaçak debi en düşük değerini düz dişte almıştır. Mantar dişte, yuvarlatılmış dişte daha az vena contracta etkisi görülmüştür. Bu sebeple mantar diş yuvarlatılmış dişte daha fazla debi kaçırmıştır.

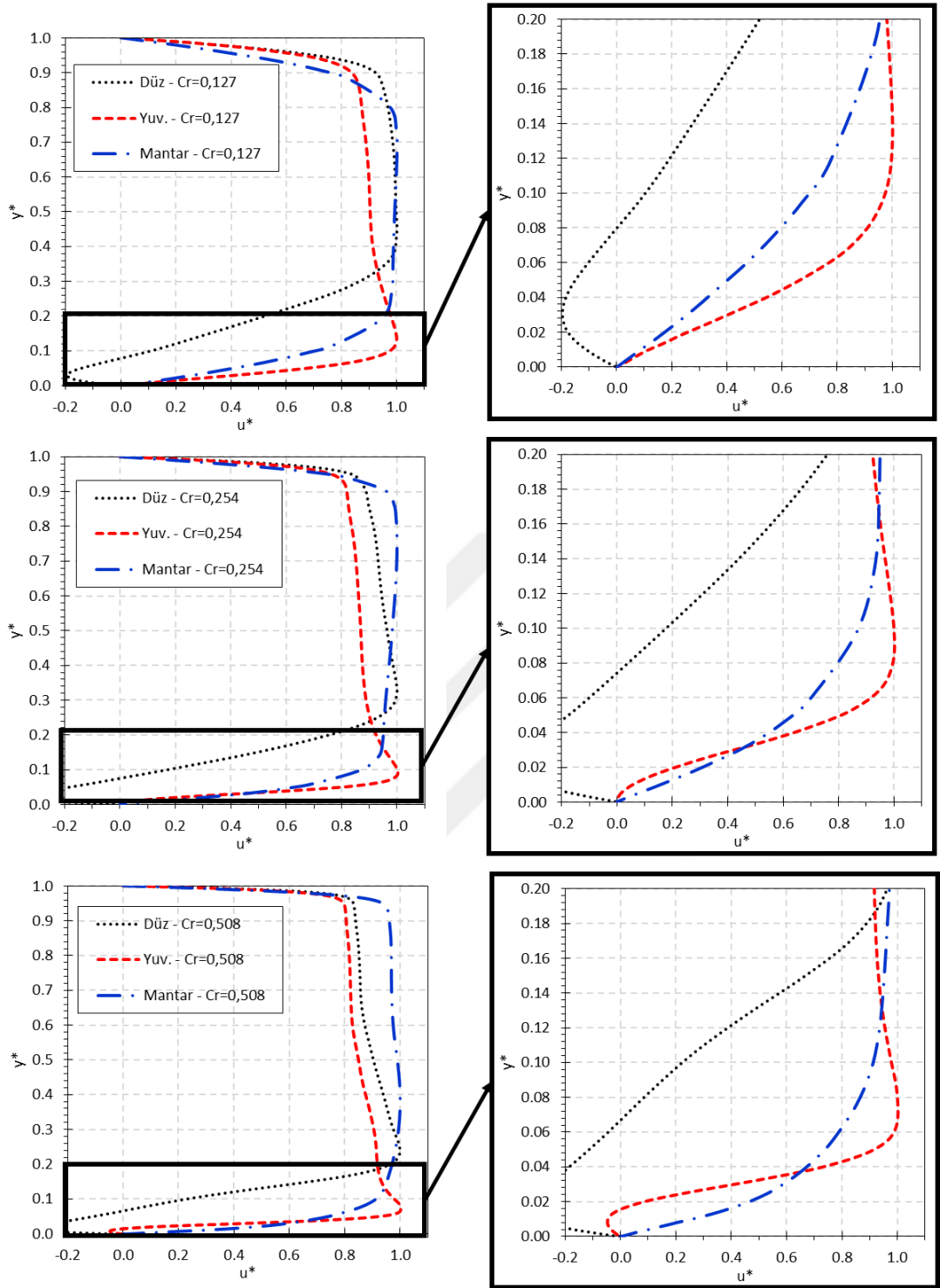
Düz diş, yuvarlatılmış diş ve mantar diş için 0,127-0,254 mm açıklık aralığında mm başına akış fonksiyonundaki artış, $2,16 \times 10^{-2}$, $1,53 \times 10^{-2}$ ve $3,57 \times 10^{-2}$ şeklindedir. Düz diş, yuvarlatılmış diş ve mantar diş için 0,127-0,508 mm açıklık aralığında mm başına akış fonksiyonundaki artış, $1,83 \times 10^{-2}$, $1,55 \times 10^{-2}$ ve $2,39 \times 10^{-2}$ şeklindedir. Artış oranlarından da görüldüğü üzere artan açıklık ile mantar dişteki artış düz diş ve yuvarlatılmış dişe göre daha fazladır.



Şekil 10.8. Akış fonksiyonunun açıklık ile değişimi



Şekil 10.9. Orifisler için C_d 'nin L/d oranı ile değişimi. (Idris, 2005)

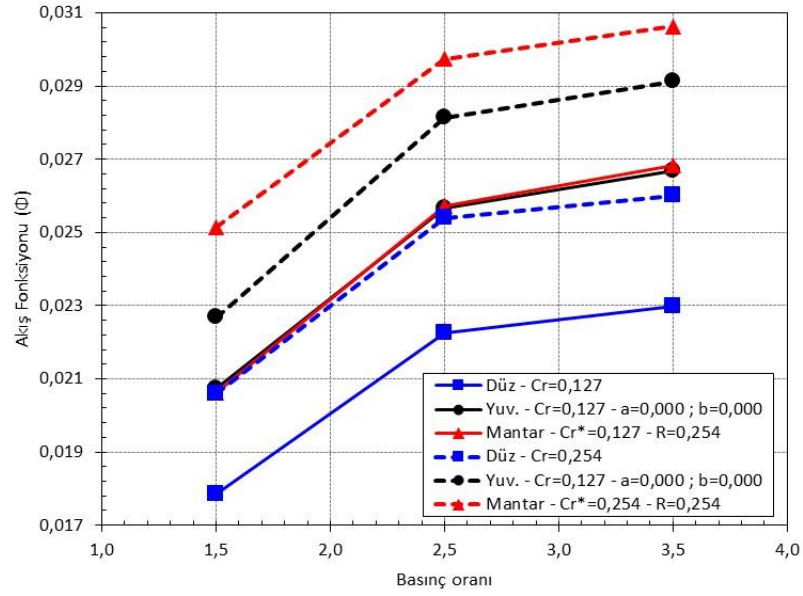


Şekil 10.10. Dış üstü hız profilleri

10.3. Basınç Oranı

Akış fonksiyonunun basınç oranı ile değişimi Şekil 10.11’de çizilen grafikte gösterilmiştir. Grafikteki bütün durumlar dönmeyen rotor ($n=0$ krpm), $nt=4$ diş sayısı için oluşturulmuştur. Grafikte düz diş, mantar diş ve oyuksuz yuvarlatılmış karşılaştırılmıştır. Basınç oranı arttıkça akış fonksiyonu artmıştır. Bu debi artışı, açıklığa bağlı olarak değişmiştir. $c_r=0,127$ mm ve $c_r=0,254$ mm açıklıkta düz diş, mantar diş ve oyuksuz yuvarlatılmış dişten daha az debi kaçırmıştır. Bütün basınç oranları için akış fonksiyonu sıralaması küçükten büyüğe, düz diş, oyuksuz yuvarlatılmış diş ve mantar diş şeklinde sıralanmıştır. $c_r=0,127$ mm açıklıkta mantar diş, oyuksuz yuvarlatılmış dişten bir miktar (binde bir) daha fazla debi kaçırmıştır. Bu aradaki fark, $c_r=0,254$ mm açıklıktan itibaren daha da belirginleşmiştir. Fakat basınç oranının artmasıyla aralarındaki fark değişmemiştir. $c_r=0,254$ mm açıklıkta $R_p=1,5$ basınç oranı için düz diş 0,0182, mantar diş 0,0253 ve oyuksuz yuvarlatılmış diş ise 0,0228 akış fonksiyonu değerine sahiptir.

$c_r=0,127$ mm için düz diş, yuvarlatılmış diş ve mantar diş için 1,5-2,5 basınç oranı aralığında basınç oranı başına akış fonksiyonundaki artış, $4,40 \times 10^{-3}$, $5,10 \times 10^{-3}$ ve $5,10 \times 10^{-3}$ şeklindedir. $c_r=0,127$ mm için düz diş, yuvarlatılmış diş ve mantar diş için 1,5-3,5 basınç oranı aralığında basınç oranı başına akış fonksiyonundaki artış, $2,55 \times 10^{-3}$, $3,10 \times 10^{-3}$ ve $3,05 \times 10^{-3}$ şeklindedir. Artış oranlarından da görüldüğü üzere artan basınç oranı ile mantar dişte ve yuvarlatılmış dişteki artış miktarı neredeyse aynıdır.

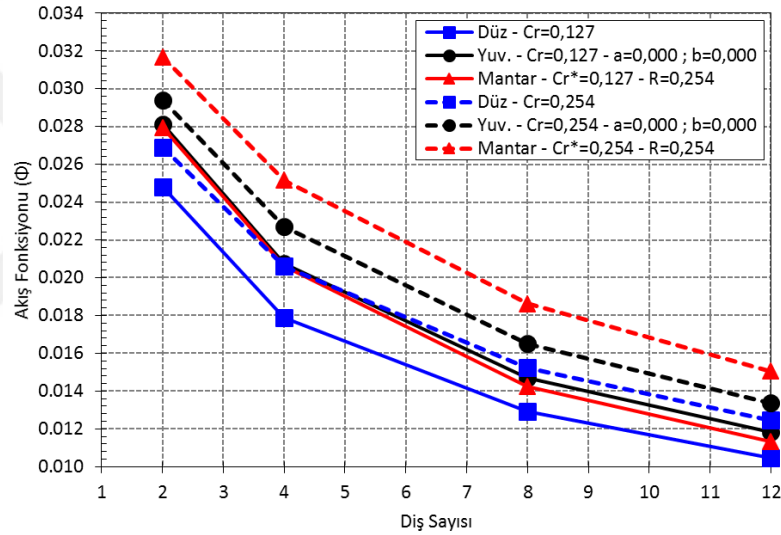


Şekil 10.11. Akış fonksiyonunun basınç oranı ile değişimi

10.4. Diş Sayısı

Akış fonksiyonunun diş sayısı ile değişimi Şekil 10.12'de çizilen grafikte gösterilmiştir. Grafikteki bütün durumlar dönmeyen rotor ($n=0$ krpm), $R_p=1,5$ basınç oranı $c_r=0,127$ mm ve $c_r=0,254$ mm açıklıktaki düz diş, mantar diş ve oyuksuz yuvarlatılmış için oluşturulmuştur. $c_r=0,127$ mm ve $c_r=0,254$ mm açıklıkta düz diş, mantar diş ve oyuksuz yuvarlatılmış dişten daha az debi kaçırmıştır. Bütün diş sayıları için akış fonksiyonu sıralaması küçükten büyüğe, düz diş, oyuksuz yuvarlatılmış diş ve mantar diş şeklinde sıralanmıştır. $c_r=0,127$ mm açıklıkta mantar diş, oyuksuz yuvarlatılmış dişten bir miktar (binde bir) daha fazla debi kaçırmıştır. Bu aradaki fark, $c_r=0,254$ mm açıklıktan itibaren daha da belirginleşmiştir. Diş sayısı arttıkça ($n_t=2-12$), boşlukların ve daralmaların sayısı artacağından dolayı, tüm durumlar için daha fazla sürtünme katsayısına ve kinetik enerji kaybına gözlemlenir. Akış fonksiyonu, diş sayısı arttıkça tüm durumlar için benzer bir eğilim ile azalmıştır. Diş sayısı arttıkça akış fonksiyonu azalma oranı azalmıştır. Diş sayısı arttıkça mantar diş ile oyuksuz yuvarlatılmış diş arasındaki fark artmıştır.

$c_r=0,127$ mm için düz diş, yuvarlatılmış diş ve mantar diş için 2-4 diş sayısı aralığında diş başına akış fonksiyonundaki azalış, $3,45 \times 10^{-3}$, $3,70 \times 10^{-3}$ ve $3,65 \times 10^{-3}$ şeklindedir. $c_r=0,127$ mm için düz diş, yuvarlatılmış diş ve mantar diş için 2-8 diş sayısı aralığında diş başına akış fonksiyonundaki azalış, $1,98 \times 10^{-3}$, $2,23 \times 10^{-3}$ ve $2,27 \times 10^{-3}$ şeklindedir. Azalış oranlarından da görüldüğü üzere düz, yuvarlatılmış ve mantar dişte artan diş sayısı ile akış fonksiyonu azalış oranı azalmıştır. Diş sayısının etkisi 4-6 diş sayısından sonra gittikçe azalmaktadır. Böyle durumlarda eksenel mesafe izin verdikçe hatve artışı düşünülebilir. Diş sayısı ile hatve arasında bir dengeleme (trade-off) bulunmaktadır. Diş sayısı artışından alınacak optimum artış elde edildikten sonra hatve miktarı arttırılarak taşınma (carry-over) etkileri engellenerek kaçak debi azaltılır.



Şekil 10.12. Akış fonksiyonunun diş sayısı ile değişimi

10.5. Rotor Dönüş Hızı

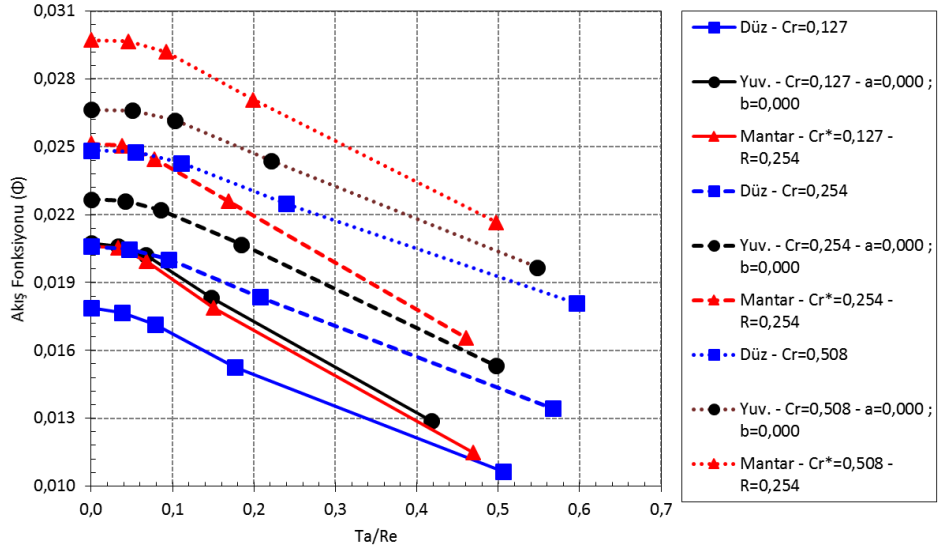
Gösterilen sonuçlar temel değerler için $nt=4$ diş sayısı ve $R_p=1,5$ basınç oranı için oluşturulmuştur. $c_r=0,127$ mm, $c_r=0,254$ mm ve $c_r=0,508$ mm açıklıktaki düz diş, mantar diş ve oyuksuz yuvarlatılmış diş oluşturulmuştur. Rotor devir sayısı ise geniş bir aralıkta $n=0-80$ krpm değiştirilmiştir. Düz dişte, mantar dişte ve yuvarlatılmış dişte artan devir sayısı ile birlikte akış fonksiyonu azalmaktadır. Debinin azalış miktarı rotor devir sayısının arttırılmasıyla daha artmıştır.

Waschka'nın (1992) çalışmasında belirttiği üzere, Ta/Re sayılarının oranının $0,2$ 'den düşük kaldığı durumlarda rotor dönüş hızı, kaçak debi üzerinde etkisiz kalmaktadır. Düşük devir sayılarında Ta sayısı düşük olacağından dolayı Ta/Re oranı düşük olacaktır. Devir sayısı arttıkça Ta/Re oranı artacaktır. Artan devir sayısı ile birlikte Ta sayısındaki artış rotor dönüş hızının kaçak debi üzerindeki etkisini de arttıracaktır. Ayrıca, Waschka'ya (1992) göre rotor dönüş hızının etkisi büyük ölçüde labirent keçe geometrisine, özellikle de boşluk geometrisine bağlıdır. Ayrıca, rotor dönüş hızı ile artan türbülans yoğunluğundan kaynaklı sirkülasyonlar akışkanın daha zorlanarak geçmesine neden olmuştur. Böylece artan rotor dönüş hızı ile debi düşmüştür. Literatürde rotor dönüş hızının kaçak debi üzerine etkisi Ta/Re oranı ile ifade edildiğinden dolayı sonuçlar Ta/Re oranı olarak gösterilmiştir. Akış fonksiyonunun Ta/Re oranı ile (rotor dönüş hızı) ile değişimini Şekil 10.13'da çizilen grafikte gösterilmiştir.

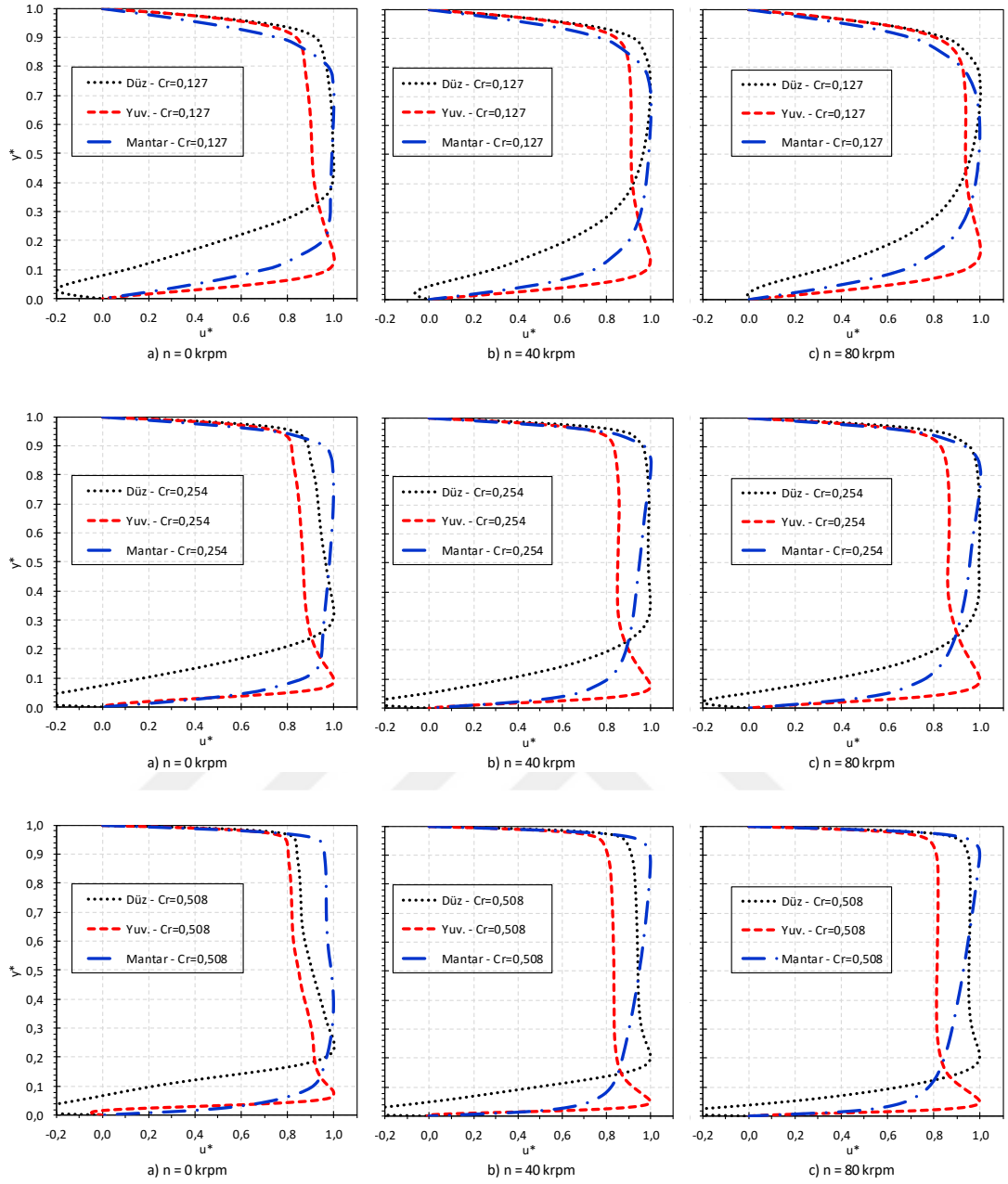
Şekil 10.14'da $c_r=0,127$ mm, $c_r=0,254$ mm ve $c_r=0,508$ mm açıklıktaki düz diş, yuvarlatılmış diş ve mantar diş için hız profilleri gösterilmiştir. Hız profillerinden de görüldüğü üzere diş üstündeki maksimum hız gittikçe rotor tarafına yaklaşmıştır. 80 krpm'de maksimum teğetsel hız, maksimum eksenel hızın yaklaşık 6 katına kadar çıkmıştır. Bu durum, serbest şekilde akan akışkanın (free stream) sınır tabaka ile olan etkileşimini arttırmıştır. Böylece artan rotor dönüş hızı ile debi düşmüştür.

$c_r=0,127$ mm için sırasıyla düz diş, yuvarlatılmış diş ve mantar diş için $0-40$ krpm aralığında krpm başına akış fonksiyonundaki azalış, $6,50 \times 10^{-5}$, $6,00 \times 10^{-5}$ ve $6,75 \times 10^{-5}$ şeklindedir. $c_r=0,127$ mm için sırasıyla düz diş, yuvarlatılmış diş ve mantar diş için $0-80$ krpm aralığında krpm başına akış fonksiyonundaki azalış, $9,00 \times 10^{-5}$, $1,14 \times 10^{-4}$

ve $9,75 \times 10^{-5}$ şeklindedir. Azalış oranlarından da görüldüğü üzere artan rotor dönüş hızı ile mantar dişteki artış düz diş ve yuvarlatılmış dişe göre daha fazladır.



Şekil 10.13. Akış fonksiyonunun rotor dönüş hızı ile değişimi



Şekil 10.14. Hız profilinin rotor dönüş hızı ile değişimi

Labirent keçelerde kaçınılmaz olarak meydana gelen diş aşınması kaçak debiyi aşınma şekline göre etkilemektedir. Aşağıda son olarak genel değerlendirmeler ve yorumlar yapılmıştır.

10.6. Genel Değerlendirmeler

Bu tez çalışmasında, labirent keçelerde kaçınılmaz olarak oluşan aşınmanın kaçak debi üzerindeki etkileri düz, mantar ve yuvarlak diş formları için incelenmiştir. İnceleme matrisi birçok çalışma şartını ve aşınma geometrisini içine alacak şekilde geniş tutulmuştur. İnceleme yöntemi olarak; temelde HAD analizi kullanılmakla birlikte, HAD analizlerinin doğrulamasına yönelik 1-Boyutlu analitik orifis denklemleri ve diğer HAD analizleri yanında deneysel incelemelerde yapılmıştır.

Yapılan HAD analizi sonuçları, labirent keçelerde görülen aşınma durumlarının kaçak debi açısından ihmal edilemeyecek seviyede önemli olduğunu göstermektedir. Düz dişteki keskin köşe ve kenarlar labirent keçelerdeki önemli bir geometrik özelliktir. Öyle ki, keskin köşelerde oluşan en küçük bir yuvarlanma dahi kaçak debide doğrudan bir artış ile sonuçlanmaktadır. Kaçak debide ki artışın ne kadar olacağı açıklık, basınç oranı ve diş sayısı gibi geometrik ve çevre değişkenleri ile doğrudan ilişkilidir. Elde edilen sonuçlar genel olarak aşağıdaki gibi özetlenebilir.

Bütün labirent keçelerde (düz diş, mantar diş ve yuvarlatılmış diş);

- Açıklık arttıkça kaçak debi (akış fonksiyonu) artmaktadır. Açıklık, labirent keçelerdeki en etkin parametredir. İmal edilebilirlik ve çalışma şartları düşünülerek kaçak debinin asgari seviyelerde tutulabilmesi için açıklık $c_r=0,127$ mm gibi düşük seviyelerde seçilmelidir.
- Basınç oranı arttıkça kaçak debi (akış fonksiyonu) artmaktadır. Basınç oranı artışı ile artan kaçak debi, basınç oranının $\sim 2,5$ değerinden sonra giderek azalmaktadır. Bu durumun nedeni, keçenin kısılmaya maruz kalmasıdır. $r_p=2,5$ 'ten sonra görülen küçük artışın nedeni, basınç oranının artışından kaynaklı giriş basıncının artması ve dolayısıyla yoğunluğun artmasıdır. Yoğunluk arttıkça debi de artmaktadır. Bu durum, giriş basıncını değiştirmek yerine çıkış basıncı değiştirilerek ve giriş basıncı sabit tutularak yapılan analizlerde görülmeyecektir.
- Diş sayısı arttıkça kaçak debi (akış fonksiyonu) düşmektedir. Diş sayısı arttırılrsa dahi, belli bir diş sayısından sonra kaçak debideki düşme azalmaktadır. Diş sayısı 4-6 civarında seçildiğinde en etkin debi azalışı görülmüştür.
- Rotor dönüş hızı arttıkça kaçak debi (akış fonksiyonu) belli bir noktadan sonra azalmaktadır. Rotor dönüş hızının artması ile kaçak debi Ta/Re sayısına bağlı olarak

azalmaktadır. Bu oranın 0,2 değerinden sonra kaçak debideki düşüş fazlalaşmaktadır.

Mantar dişli labirent keçelerde;

- Mantar yarıçapı arttıkça kaçak debi (akış fonksiyonu) artmaktadır. Mantar yarıçapı arttıkça diş geometrisindeki keskin köşeler azalarak ve yuvarlanma artmaktadır. Böylece, vena contracta etkisi giderek azalacağı için kaçak debi de artış olmaktadır.
- Mantar diş (açıklık artışı olmadan) kaçak debisi düz dişe göre; Şekil 10.15’de gösterildiği üzere $cr=0,127$ mm $cr=0,254$ mm ve $cr=0,508$ mm açıklıklar için sırasıyla %15,9, %22,1 ve %19,6 daha fazla gerçekleşmiştir. Bu oranlar mantar diş aşınması gerçekleşirken aşınma sonucu dişin eriyerek açıklığın artması durumunda daha da artacaktır. Kaçak debideki artışın 1/7’si yuvarlanmadan, 6/7’si açıklık artışından gelmektedir.

Yuvarlatılmış dişli (oyuklu) labirent keçelerde;

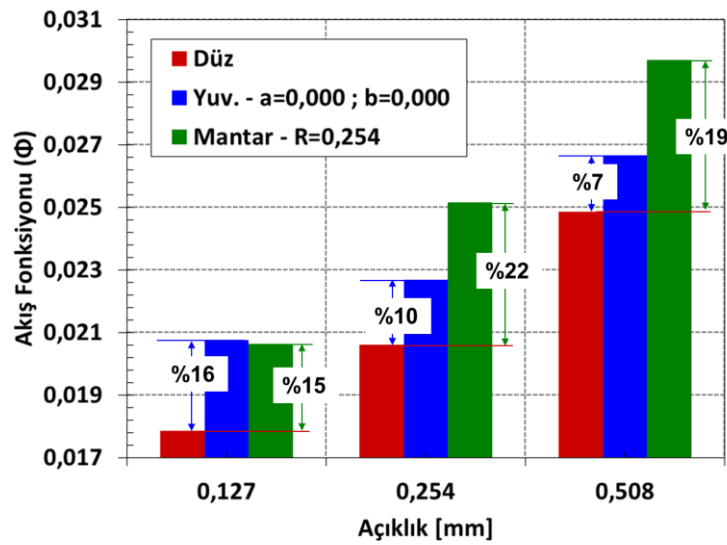
- Oyuk genişliği arttıkça kaçak debi (akış fonksiyonu) artmaktadır. Oyuk genişliği artırılması ile akışkanın açıklık bölgesindeki kullandığı etkin açıklık arttığından kaçak debi artmaktadır.
- Oyuk derinliği arttıkça kaçak debi (akış fonksiyonu) neredeyse sabit kalmaktadır. Oyuk derinliği arttıkça akışkanın oyuk içinde yapılabileceği sirkülasyon alanı arttığından kaçak debi çok az azalmaktadır. Oyuklu yuvarlatılmış labirent keçelerde etkin açıklık genelde oyukun köşesinden dişin köşesine kadar olduğu için değişmeyecektir. Dolayısıyla etkin açıklığın artışından kaynaklı kaçak debi artışı bu durumda görülmeyecektir.
- Diş, oyukla göre eksenel bir yer değiştirme yaparsa kaçak debi (akış fonksiyonu) azalmaktadır. Dişin oyukla göre eksenel bir hareket yaptığı durumlarda akışkanın açıklık bölgesindeki kullandığı etkin açıklık azalmaktadır. Oyuklu durumlarda etkin açıklık genellikle dişin köşesi ile oyukun köşesi arasındaki mesafe kadar olmaktadır. Bu sebeple dişin oyukla göre eksenel bir yer değiştirme yapması etkin açıklığı azalttığından, kaçak debi azalmaktadır. Dişin giriş kısmına yakın konumlanması durumunda çıkış kısmına konumlanması durumuna göre kaçak debi azalmıştır. Bu durumun nedeni ise, etkin açıklığın nerede oluştuğuyla ilgilidir. Diş giriş kısmına doğru eksenel bir hareket yaptığındaki etkin açıklık, dişin solunda

akışkanın geldiği tarafta oluşur. Bu durum akışta ani kısılmaya sebep olduğu için kaçak debi diğer duruma göre daha az olmaktadır.

- Yuvarlatılmış diş (oyuksuz) kaçak debisi düz dişe göre; Şekil 10.15’de gösterildiği üzere $cr=0,127$ mm $cr=0,254$ mm ve $cr=0,508$ mm açıklık için sırasıyla %15,9, %10,1 ve %7,3 daha fazla gerçekleşmiştir. Bu oranlar yuvarlatılmış diş aşınması gerçekleşirken karşı yüzeyde oyuk oluşması durumunda daha da artacaktır.

Genel olarak;

- Kaçak debi (akış fonksiyonu) sıralaması küçükten büyüğe doğru düz diş, yuvarlatılmış diş ve mantar diş şeklindedir. Bir istisna olarak $cr=0,127$ mm açıklık için mantar diş ve yuvarlatılmış diş analizleri gösterilebilir. $cr=0,127$ mm açıklık için mantar diş yuvarlatılmış diştten az debi kaçırmaktadır. Bu durum diğer büyük açıklık değerlerinde ($cr=0,254$ mm ve $cr=0,508$ mm) görülmemiştir. Düşük açıklıktaki mantar dişteki bu değişkenliğin nedeni olarak eksenel diş ucu kalınlığının açıklığa oranının büyük olduğundan kaynaklı olduğu düşünülmektedir. Bu durum eksenel diş ucu kalınlığının açıklığa oranının düştüğü durumlarda görülmemiştir.



Şekil 10.15. Mantar ve yuvarlatılmış diş sonuçlarının, düz diş sonuçları ile karşılaştırılması

KAYNAKLAR

- Asok, S. P., Sankaranarayanan, K., Sundararajan, T., Rajesh, K., and Ganeshan, G. S., “Neural Network and CFD-Based Optimisation of Square Cavity and Curved Cavity Static Labyrinth Seals”, *Tribology International*, v. 40, pp. 1204-1216, 2007.
- Boyce, M. P., “Gas Turbine Engineering Handbook Second Edition”, Gulf Professional Publishing, 2002.
- Çengel, Y. A., ve Boles, M. A., “Termodinamik: Mühendislik Yaklaşımıyla”, Güven Bilimsel, 2012.
- Çengel, Y. A., ve Cimbala, J. M., “Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları”, Güven Bilimsel, 2006.
- Childs, D. W., “Turbomachinery Rotordynamics Phenomena, Modeling, and Analysis”, John Wiley & Sons, New York, 1993.
- Chougule, H. H., Ramerth, D., Ramchandran, D., and Kandala, R., “Numerical Investigation of Worn Labyrinth Seals”, ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, Barcelona, Spain, May 8-11, 2006.
- Chupp, R. E., Chasripor, F., and Moore, G. D., “Applying Abradable Seals to Industrial Gas Turbines”, AIAA paper 2002-3795, June 2002.
- Chupp, R. E., Hendricks, R. C., and Steinetz, B. M., “Gas Turbine Engines: Seals”, Encyclopedia of Aerospace Engineering, 2010.
- Chupp, R. E., Hendricks, R. C., Lattime, S. B., and Steinetz, B. M., “Sealing in Turbomachinery”, NASA/TM- 2006-214341, 2006.
- Collins, D., “The Effects of Wear on Abradable Honeycomb Labyrinth Seals”, EngD Thesis, Cranfield University, 2007.
- Combined Cycle Journal Website, 2014, url: <http://www.ccj-online.com/501fg-users-benefit-from-presentations-by-non-oem-equipmentservices-providers-1-of-2/>. (Erişim Tarihi: 26.10.2016)
- Delebarre, C., Wagner, V., Paris, J. Y., Dessein, G., Denape J., and Gurt-Santanach, J., “An Experimental Study of The High Speed Interaction Between a Labyrinth Seal and an Abradable Coating in a Turbo-Engine Application”, *Wear*, v. 316, pp. 109-118, 2014.
- Demko, J. A., Morrison, G. L., and Rhode, D. L., “Effect of Shaft Rotation on the Incompressible Flow in a Labyrinth Seal”, *J. Propulsion*, v. 6, pp. 171–176, 1990.
- Denecke, J., Farber, J., Dullenkpf, K., and Bauer, H. J. “Dimensional Analysis and Scaling of Rotating Seals”, Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air, June 6-9th, Reno-Tahoe, Nevada, USA, 2005.

Denecke, J., Schramm, V., Kim, S., and Wittig, S. “Influence of Rub Grooves on Labyrinth Seal Leakage” *Journal of Turbomachinery*, v. 125, pp. 387–393, 2003.

Doğu, Y., Kocagül, M., Sertçakan, M. C., Duran, E. T., ve Özmuşul, M. S., “Gaz Türbinli Motorlar için Sızdırmazlık Elemanları Test Sistemi Tasarımı ve Validasyonu,” UHUK 2016, VI. Ulusal Havacılık ve Uzay Konferansı, 28-30 Eylül 2016, Kocaeli Üniversitesi, Kocaeli, Makale No: UHUK-2016-064, 2016c.

Doğu, 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”, *J. Eng. Gas Turbines Power*, GTP-15-1319, 2015a.

Doğu, Y., Sertçakan, M. C., Bahar, A. S., Pişkin, A., Arıcan, E., and Kocagül, M., “CFD Investigation of Labyrinth Seal Leakage Performance Depending on Mushroom Shaped Tooth Wear,” GT2015-43607, *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Montreal, Canada, June 15-19, 2015d.

Dogu, Y., Sertçakan, M. C., Gezer, K., Arıcan, E., Kocagül, M., and Ozmuşul, M. S., “CFD Leakage Degradation of Straight Labyrinth Seal due to Wear of Round Tooth Tip and Acute Trapezoidal Rub-Groove”, GT2016-57928, *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Seoul, South Korea, 2016a.

Dogu, Y., Sertçakan, M. C., Gezer, K., Arıcan, E., Kocagül, M., and Ozmuşul, M. S., “Labyrinth Seal Leakage Degradation due to Various Types of Wear”, GT2016-57944, *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Seoul, South Korea, 2016b.

Dogu, Y., Sertçakan, M. C., Gezer, K., Arıcan, E., Kocagül, M., Ozmuşul, M. S., “Labyrinth Seal Leakage Degradation due to Various Types of Wear”, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, GTP-16-1400, 2016e

Dogu, Y., Sertçakan, M. C., Gezer, K., Kocagül, M., Arıcan, E., and Ozmuşul, 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*, GTP-16-1399, 2016f

Doğu, Y., Sertçakan, M. C., ve Kocagül, M., “Labirent Keçe Performansının HAD Analizleri ile İncelenmesi,” UHUK 2016, VI. Ulusal Havacılık ve Uzay Konferansı, 28-30 Eylül 2016, Kocaeli Üniversitesi, Kocaeli, Makale No: UHUK-2016-050, 2016d.

Egli, A., “The Leakage of Steam Through Labyrinth Seals”, *Transactions of the ASME*, v. 57, pp. 115-122, 1935.

Emission Inventory Guidebook, European Environment Agency, 2001.

El-Gamal, H., Awad, T., and Saber, H., “Leakage from Labyrinth Seals under Stationary and Rotating Conditions”, *Tribology International*, v. 29 n. 4, pp. 291–297, 1996.

ESDU 09004, “Labyrinth Seal Flow”, 2009.

Ferguson, J.G., “Brushes as High Performance Gas Turbine Seals”, Gas Turbine and Aeroengine Congress, Amsterdam, The Netherlands, June 6-9, 1998

Flitney, R., “Seal and Seals Handbook Fifth Edition”, Elsevier, 2007.

Gamal-Eldin, A. M., “Leakage and Rotordynamic Effects of Pocket Damper Seals and See-Through Labyrinth Seals”, Ph.D. Thesis, Texas A&M University, 2007

Gercke, M., “Flow Through Labyrinth Packing”, *Mechanical Engineer*, v. 56, pp. 678-680, 1934.

Ghasripoor, F., Turnquist, N. A., and Kowalczyk, M., “Wear Prediction of Strip Seals Through Conductance”, *Proc. of ASME Turbo Expo 2004*, Vienna, Austria, June, 2004.

Herrmann, N., Dullenkopf, K., and Bauer, H.-J., 2013, “Flexible Seal Strip Design for Advanced Labyrinth Seals in Turbines”, *ASME Paper No: GT2013-95424*.

Hodkinson, B. “Estimation of Leakage through a Labyrinth Gland” *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers*, v. 141, pp. 283–288, 1939.

Idel’chik, I. E., *Handbook of Hydraulic Resistance*, NSF, Washington, 1966.

Jun, L., Xin, Y., and Zhenping, F., “Effects of Pressure Ratio and Fin Pitch on Leakage Flow Characteristics in High Rotating Labyrinth Seals”, *ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air*, Barcelona, Spain, May 8-11, 2006.

Kearton, W., “The Flow of Air through Radial Labyrinth Glands” *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers*, v. 169, pp. 539–550, 1955.

Kim, T. S., and Cha, K. S., “Comparative Analysis of the Influence of Labyrinth Seal Configuration on Leakage Behavior”, *Journal of Mechanical Science and Technology*, n. 23, pp. 2830-2838, 2009.

Lattime, S. C., and Steinetz, B. M., “Turbine Engine Clearance Control Systems: Current Practices and Future Directions”, *NASA/TM-2002-211794*, 2002.

Liu, Y. Z., Wang, W. Z., Chen, H. P., Ge, Q, and Yuan, Y., “Influence of Leakage Flow Through Labyrinth Seals on Rotordynamics: Numerical Calculations and Experimental Measurements”, *Arch Appl Mech*, v. 77, pp. 599-612, 2007.

Ludwig, L. P., and Johnson, R. L., “Sealing Technology for Aircraft Gas Turbine Engines”, *NASA-TM-X-71607*, Lewis Research Center, Cleveland, Ohio, 1974.

Martin, H., “Labyrinth Packings”, *The Engineer*, pp. 35-36, 1908.

Micio, M., Facchini, B., Innocenti, L., and Simonetti, F., “Experimental Investigation on Leakage Loss And Heat Transfer in a Straight Through Labyrinth Seal”, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2011*, Vancouver, British Columbia, Canada, June 6-10, 2011.

Miller, D. S., “*Internal Flow Systems Second Edition*”, BHR Group Limited, 1990.

Munson, B. R., Young, D. F., and Okiishi, T. H. *Fundamentals of Fluid Mechanics*, 4E, Wiley, 2002.

Nayak, K. C., and Dutta, P., “Numerical Investigations for Leakage and Windage Heating in Straight-Through Labyrinth Seals”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, v. 138, 2016.

Neef, M., Sulda, E., Sürken, N., and Walkenhorst, J., “Design Features and Performance Details of Brush Seals for Turbine Applications”, GT2006-90404, *Proc. ASME TurboExpo 2006*, Barcelona, Spain, 2006.

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.

Pychynski, T., Höfler, C., and Bauer, H.-J., “Experimental Study on the Friction Contact Between a Labyrinth Seal Fin and a Honeycomb Stator”, *J. Eng. Gas Turbines Power*, v. 138(6), 2016.

Rhode, D. L., and Adams, R. G., “Computed Effects of Rub-Groove Size on Stepped Labyrinth Seal Performance”, *STLE Tribology Transactions*, vol. 44, pp. 523–532, 2001.

Rhode, D. L., and Adams, R. G., “Rub-Groove Width and Depth Effects on Flow Predictions for Straight-Through Labyrinth Seals”, *Journal of Tribology*, v. 126, 2004b.

Rhode, D. L., and Adams, R., “Relative Axial Displacement Leakage Effects on Straight through Labyrinth Seals with Rub Grooves”, 40th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, 11-14th July, Fort Lauderdale, Florida, USA, AIAA-2004-3716, 2004a.

Rhode, D. L., and Allen, B. F., “Measurement and Visualization of Leakage Effects of Rounded Teeth Tips and Rub-Grooves on Stepped Labyrinths”, *Transactions of the ASME*, v. 123, 2001.

Rhode, D. L., and Allen, B. F., “Visualization and Measurements of Rub-Groove Leakage Effects on Straight-Through Labyrinth Seals”, *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Stockholm, Sweden, June 1998.

Rhode, D., and Hibbs, R., “Tooth Thickness Effect on the Performance of Gas Labyrinth Seals”, *Journal of Tribology*, v. 114 pp. 790–795, 1992.

Rolls Royce “The Jet Engine Fifth Edition”, 1996.

Steward, P. A. E., and Brasnett, K. A., “The Contribution of X-Ray to Gas Turbine Air Sealing Technology”, *Proceedings AGARD Conf.*, Amsterdam, The Netherlands, v. 237, pp. 10.1–10.13, 1978.

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.

Stocker, H., “Aerodynamic Performance of Conventional and Advanced Labyrinth Seals with Solid-Smooth, Abradable and Honeycomb Lands”, NASA/CR-135307, 1977.

Stodola, A., “Steam and Gas Turbines”, New York: McGraw Hill, 1927.

Suryanarayanan, S. and Morrison, G. L., “Analysis of Flow Parameters Influencing Carry-Over Coefficient of Labyrinth Seals” Proceedings of ASME Turbo Expo, June 8-12, Orlando, Florida, USA, 2009a.

Suryanarayanan, S. and Morrison, G. L., “Effect of Tooth Height, Tooth Width and Shaft Diameter on Carryover Coefficient of Labyrinth Seals”, Proceedings of ASME Turbo Expo, June 8-12, Orlando, Florida, USA, 2009b.

Suryanarayanan, S., “Labyrinth Seal Leakage Equation”, M.Sc. Thesis, Texas A&M University, 2009.

Tianjin, Y. D., “Numerical Simulation of Mechanical and Thermal Fluid–Structure Interaction in Labyrinth Seals”, Ph. D. Thesis, Technische Universität Darmstadt, 2006.

Vakili, A. D., Meganathan, A. J., and Ayyalasomayajula, S., “Advanced Labyrinth Seals for Steam Turbine Generators”, ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, Barcelona, Spain, May 8-11, 2006.

Vermes, G., “A Fluid Mechanics Approach to Labyrinth Seal Leakage Problem” Journal of Basic Engineering, v. 83, n. 1, pp. 161 – 169, 1961.

Wang, W. Z., Liu, Y. Z., Meng, G., and Jiang, P. N., “Influence of Rub Groove on Rotordynamics Associated With Leakage Air Flow Through a Labyrinth Seal”, Journal of Mechanical Science and Technology, v. 24, n. 8, pp. 1573-1581, 2010.

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.

Wang, W. Z., and Liu, Y. Z., “Numerical Analysis of Leakage Flow Through Two Labyrinth Seals”, v. 19, n. 1, pp. 107-112, 2007.

Waschka, W., Witting, S., and Kim, S., “Influence of High Rotational Speeds on the Heat Transfer and Discharge Coefficients in Labyrinth”, Transactions of the ASME, v. 114, 1992.

Wensheng, M., Zhaobo, C., and Yinghou, J., “Leakage and Whirl Speed Study in Labyrinth Seal Using CFD”, International Conference on Electronic & Mechanical Engineering and Information Technology, 12-14 August, 2011.

Willenborg, K, Kim, S., and Witting, S., “Effects of Reynolds Number and Pressure Ratio on Leakage Loss and Heat Transfer in a Stepped Labyrinth Seal”, Journal of Turbomachinery, v. 123, 2001.

Wittig, S., Dorr, L., and Kim, S., “Scaling Effects on Leakage Losses in Labyrinth Seals”, ASME J. Eng. Power, v. 105, pp. 305–309, 1983.

Xu, J., “Effects of Operating Damage of Labyrinth Seal on Seal Leakage and Wheelspace Hot Gas Ingress”, Ph. D. Thesis, Texas A&M University, 2006.

Xu, J., Ambrosia, M. S., and Rhode, D. L., “Effect of Rub-Groove Wall Angle on the Leakage of Abradable Stepped Labyrinth Seals”, Tribology Transactions, v. 48, n.4, pp. 443-449, 2007.

Yamsani, V. K., “Numerical Study of Geometry and Rotation Dependence on the Flow in Labyrinth Seals”, M.Sc. Thesis, Texas A&M University, 2011.

Yan, X., Lijie, L., Li, J., and Zhenping, F., “Effect of Bending and Mushrooming Damages on Heat Transfer Characteristic in Labyrinth Seals”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, v. 136, 2014.

Yücel, U., “Calculation of Leakage and Dynamic Coefficients of Stepped Labyrinth Gas Seals”, Applied Mathematics and Computation, v. 152, pp. 521-533, 2004.

Zimmerman, H. and Wolff, K. H., 1987, “Comparison between Empirical and Numerical Labyrinth Flow Correlations”, ASME 87-GT-86

Zimmermann, H., and Wolf, K. H., “Air System Correlations Part: 1 Labyrinth Seal”, International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, 2-5 June, Stockholm, Sweden, 1998.

Zimmermann, H., Kammerer, A., and Wolff, K. “Performance of Worn Labyrinth Seals”, Proceedings of the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, June 13th-16th, The Hague, The Netherlands, 1994.

ÖZGEÇMİŞ

Mustafa Cem SERTÇAKAN

Adres : TEI, TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş.,
Esentepe Mahallesi Çevreyolu Bulvarı No:356, 26003
Tepebaşı, Eskişehir
Telefon : 0 (507) 434 18 58, 0 (222) 211 21 00
E-Posta : mcem_sertcakan@hotmail.com
mustafacem.sertcakan@tei.com.tr



Mesleği / Tecrübesi : Makina Mühendisi / 4 yıl
Doğum Tarihi : 15.06.1990, Üsküdar, İstanbul
Medeni Hal : Bekâr
Askerlik : Tecilli
Çalışma Alanları : Isıl ve Akış Sistemlerinin Tasarımı ve Analizi, Turbomakina İkincil Hava Sistemleri ve Sızdırmazlık Elemanları, HAD Analizi

Öğrenim Bilgileri:

Derece	Üniversite	Bölüm/Program	Yıl
Yüksek Lisans	Kırıkkale Üniversitesi, Kırıkkale	Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı <i>Not ortalaması: 3.03/4</i>	2013 – 2017
Lisans	Kırıkkale Üniversitesi, Kırıkkale	Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü <i>Not ortalaması: 3.12/4</i> (Bölüm 3. olarak mezun oldu.)	2009 – 2013
Lise	Antalya Lisesi, Antalya	Sayısal alanı <i>Not ortalaması: 3.75/5</i>	2004 – 2007

İş Tecrübeleri:

- TEI TUSAŞ Motor Sanayi A.Ş., İkincil Hava Sistemleri Müh. **09.2015–devam**
Uçak motorlarındaki soğutma, yağlama ve basınçlandırma gibi kritik görevlerin gerçekleştirildiği ikincil hava sisteminin tasarımı (Sızdırmazlık elemanı, orifis, rim keçe, vb.) ve analizi (1B Network, 3B HAD)

- SAN-TEZ Projesi, Tez Öğrencisi, **Kırıkkale Üniversitesi–TEI TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş., 09.2013–10.2016**
Uçak motorlarında kullanılan sızdırmazlık elemanlarının tasarımı, analizi, protip imalatı ve test edilmesi
- İndesit Beyaz Eşya A.Ş., Manisa, Stajyer Mühendis, **07.2012-08.2012**
Kombi, Çift kapılı, Tezgâh Üstü - Altı tipi buzdolabı imalatı.
- İmaş Makine Sanayi A.Ş., Konya, Stajyer Mühendis, **07.2011-08.2011**
Testere ve Değirmen makinaları imalatı

Yabancı Dil Bilgileri	Okuma	Yazma	Konuşma
İngilizce	4/5	3/5	2/5

Bilgisayar Bilgileri: Windows ve Office uygulamaları

Bilgisayar Destekli Tasarım(CAD)	Seviye	Tecrübe/Yıl
➤ SolidWorks	4/5	5
➤ AutoCad	2/5	5
➤ Siemens NX	4/5	3
➤ Solid Edge	2/5	2

Bilgisayar Destekli Analiz(CAE)	Seviye	Tecrübe/Yıl
➤ Ansys-Mechanical APDL	2/5	3
➤ Ansys-Fluent	4/5	4
İç-dış akış analizleri.		
➤ Ansys-CFX	4/5	2
İç-dış akış ve döner makine analizleri.		
➤ Star-CCM+	2/5	1
➤ Flowmaster (1-D)	4/5	3

Yüksek Lisans Tezi:

1. Sertçakan, M. C., 2017, “Gaz Türbinli Motorlarda Kullanılan Labirent Sızdırmazlık Elemanında Aşınmış Dış Geometrisinin Sızdırmazlık Performansına Etkisinin HAD Analizi ile İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Kırıkkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı.

Yayınları:

A. Uluslararası hakemli dergilerde yayınlanan makaleler:

1. Dogu, Y., Sertçakan, M. C., Bahar, A. S., Pişkin, A., Arıcan, E., and Kocagül, M., 2016, "Computational Fluid Dynamics Investigation of Labyrinth Seal Leakage Performance Depending on Mushroom-Shaped Tooth Wear," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 138, No. 3, Paper no. 032503, 10 pages, March 2016 (<http://dx.doi.org/10.1115/1.4031369>)
2. Dogu, Y., Bahar, A. S., Sertçakan, M. C., Pişkin, A., Arıcan, E., and Kocagül, M., 2016, "Computational Fluid Dynamics Investigation of Brush Seal Leakage Performance Depending On Geometric Dimensions and Operating Conditions," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 138, No. 3, Paper no. 032506, 13 pages, March 2016 (<http://dx.doi.org/10.1115/1.4031370>)
3. Dogu, Y., Sertçakan, M. C., Gezer, K., Kocagül, M., Arıcan, E., and Ozmusul, M. S., 2016, "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, GTP-16-1399.
4. Dogu, Y., Sertçakan, M. C., Gezer, K., Arıcan, E., Kocagül, M., Ozmusul, M. S., 2016, "Labyrinth Seal Leakage Degradation due to Various Types of Wear", ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, GTP-16-1400.

B. Uluslararası bilimsel toplantılarda sunulan ve bildiri kitabında basılan bildiriler:

1. Dogu, Y., Sertçakan, M. C., and Kocagül, M., 2017, "Flow Resistance Coefficients of Porous Brush Seal as a Function of Pressure Load", ASME Turbo Expo 2017: Turbine Technical Conference and Exposition, June 26-30, 2017, Charlotte, NC, USA, ASME Paper No. GT2017-64864.
2. Dogu, Y., **Sertçakan, M. C.**, Gezer, K., Kocagül, M., Arıcan, E., and Ozmusul, M. S., **2016**, "Leakage Degradation of Straight Labyrinth Seal due to Wear of Round Tooth Tip and Acute Trapezoidal Rub-Groove", *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbine Technical Conference and Exposition, June 13-17, 2016, Seoul, South Korea*, ASME Paper No. GT2016-57928 (<http://dx.doi.org/10.1115/GT2016-57928>)
3. Dogu, Y., **Sertçakan, M. C.**, Gezer, K., Arıcan, E., Kocagül, M., Ozmusul, M. S., **2016**, "Labyrinth Seal Leakage Degradation due to Various Types of Wear", *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbine Technical Conference and Exposition, June 13-17, 2016, Seoul, South Korea*, ASME Paper No. GT2016-57944 (<http://dx.doi.org/10.1115/GT2016-57944>)
4. Dogu, Y., **Sertçakan, M. C.**, Bahar, A. S., Pişkin, A., Arıcan, E., and Kocagül, M., **2015**, "CFD Investigation of Labyrinth Seal Leakage Performance Depending on Mushroom Shaped Tooth Wear," *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015, Turbine Technical Conference and Exposition, June 15-19, 2015, Montreal, Canada*, ASME Paper No: GT-2015-43607, 11 pages. (<http://dx.doi.org/10.1115/GT2015-43607>)
5. Dogu, Y., **Sertçakan, M. C.**, Bahar, A. S., Pişkin, A., Arıcan, E., and Kocagül, M., **2015**, "CFD Investigation of Brush Seal Leakage Performance Depending On Geometric Dimensions and Operating Conditions," *Proceedings of ASME Turbo*

Expo 2015, Turbine Technical Conference and Exposition, June 15-19, 2015, Montreal, Canada, ASME Paper No: GT-2015-43638, 12 pages. (<http://dx.doi.org/10.1115/GT2015-43638>)

C. Ulusal bilimsel toplantılarda sunulan ve bildiri kitaplarında basılan bildiriler:

1. Dogu, Y., Sertçakan, M. C., ve Kocagül, M., 2016, “Labirent Keçe Performansının HAD Analizleri ile İncelenmesi,” UHUK 2016, VI. Ulusal Havacılık ve Uzay Konferansı, 28-30 Eylül 2016, Kocaeli Üniversitesi, Kocaeli, Makale No: UHUK-2016-050.
2. Doğu, Y., Kocagül, M., Sertçakan, M. C., Duran, E. T., ve Özmuşul, M. S., 2016, “Gaz Türbinli Motorlar için Sızdırmazlık Elemanları Test Sistemi Tasarımı ve Validasyonu,” UHUK 2016, VI. Ulusal Havacılık ve Uzay Konferansı, 28-30 Eylül 2016, Kocaeli Üniversitesi, Kocaeli, Makale No: UHUK-2016-064.

Görev Aldığı Projeler:

➤ 2013 – 2016, “Gaz Türbinli Motorlar için Dinamik Sızdırmazlık Elemanları Geliştirilmesi”,

San-Tez Projesi: Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı

Kırıkkale Üniversitesi – TEİ, TUSAŞ Motor Sanayi

Proje Süresi / Bütçesi: 36 ay / 2,8 milyon TL

Görevi: Yüksek Lisans Öğrencisi

Proje kapsamında, gaz türbinli motorlar için sızdırmazlık elemanları tasarımı, analizi, prototip imalatı ve testi yapılmaktadır. TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş. ile beraber yürütülen proje kapsamında, havacılık motorlarında kullanılan gaz türbinlerinin ikincil akış bölgesi üzerindeki dinamik sızdırmazlık elemanlarının HAD analizleri gerçekleştirilmektedir. Sızdırmazlık elemanlarının HAD analizi için Ansys-Fluent programında yapılmaktadır. Mekanik tasarımı için Solidworks programı kullanılmaktadır. HAD analizlerinden elde edilen sonuçlar, yapılan test sonuçları ve analitik sonuçlar (Flowmaster, Yarı-Ampirik Korelasyonlar) ile karşılaştırılmaktadır. Şimdiye kadar konu ile ilgili iki adet makale çalışması gerçekleştirilmiştir.

Proje kapsamında, HAD analizlerinin yapılması öncelikli olmak üzere literatür kıyaslamaları, patent araştırmaları, projenin takibi, projenin gerçekleştirilme faaliyetleri ve proje raporlarının hazırlanması üzerinde çalışmaktayım.

➤ 2012 – 2013, “Doğalgaz basınç regülatörünün tasarımı ve akış karakteristiğinin sayısal ve deneysel olarak belirlenmesi”,

Kırıkkale Üniversitesi, Bitirme Projesi

Proje Süresi: 12 ay

Görevi: Proje Yürütücüsü

Proje kapsamında, bir doğalgaz basınç regülatörünün HAD analizi Ansys-Fluent programında yapılmıştır. Doğalgaz basınç regülatörünün mekanik tasarımı için Solidworks programı kullanılmıştır. Basınç düşümünün gerçekleştiği kritik bölgeler belirlenerek, model üzerinde iyileştirme yapılmıştır.