T.C. KIRIKKALE ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

GAZ TÜRBİNLERİNDE KULLANILAN BAL PETEĞİ SIZDIRMAZLIK ELEMANI GEOMETRİSİ VE ÇALIŞMA ŞARTLARININ KAÇAK DEBİYE ETKİSİNİN HAD ANALİZİ İLE İNCELENMESİ

Koray GEZER

Temmuz 2018

Makina Anabilim Dalında Koray GEZER tarafından hazırlanan GAZ TÜRBİNLERİNDE KULLANILAN BAL PETEĞİ SIZDIRMAZLIK ELEMANI GEOMETRİSİ VE ÇALIŞMA ŞARTLARININ KAÇAK DEBİYE 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 Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. Ali ERİŞEN _____

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

Üye : Doç. Dr. Oğuz TURGUT _____

… / … / ……

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

Prof. Dr. Mustafa YİĞİTOĞLU

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ÖZET

GAZ TÜRBİNLERİNDE KULLANILAN BAL PETEĞİ SIZDIRMAZLIK ELEMANI GEOMETRİSİ VE ÇALIŞMA ŞARTLARININ KAÇAK DEBİYE ETKİSİNİN HAD ANALİZİ İLE İNCELENMESİ

GEZER, Koray

Kırıkkale Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makina Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Yahya DOĞU

Temmuz 2018, 95 Sayfa

Gaz türbinli motorlar; savunma sanayii, havacılık ve güç üretiminde kullanılan yüksek teknoloji uygulamalarıdır ve ülkeler için kritik öneme sahiptir. Uçak motorları, helikopter motorları, füze motorları, değişik kara ve deniz taşıtı motorları bu uygulamalara örnek olarak sayılabilir. Gaz türbinleri gibi dönen tüm turbomakinalarda dönen rotor ile sabit stator arasındaki açıklıklardan istenmeyen akışkan kaçaklarını engellemek ve/veya kontrol etmek için sızdırmazlık elemanları kullanılır. Bu sızdırmazlık elamanları tıpkı içten yanmalı motorlardaki piston segmanlarına benzer şekilde motor performansını, verimini ve güvenliğini etkileyen önemli bir fonksiyona sahiptir. Gelişen teknoloji ile birlikte motor performansı, verimi ve ömrü üzerinde artan baskılar nedeniyle sızdırmazlık elemanları üzerindeki Ar-Ge çalışmaları detayları artarak devam etmektedir. İyi tasarlanmış bir sızdırmazlık elemanı motor performansını ve verimini artırmakta, ömrünü uzatmakta ve güvenliğini artırmaktadır.

Gaz türbinli motorlarda kullanılan farklı tiplerde sızdırmazlık elemanları (keçeler) bulunmaktadır. Bu keçelerden birisi olan bal peteği keçe, gaz türbinlerinde sıklıkla kullanılan labirent keçe dişlerinin karşısına yerleştirilen bal peteği şeklindeki parçadır.

Labirent dişler ve bal peteğinden meydana gelen bu yapı, bal peteği keçe ismini almaktadır ve dolayısıyla kombine keçe olarak da isimlendirilebilir.

Bal peteği keçeler değişen petek boyutlarında, petek derinliklerinde ve petek duvar kalınlıklarında farklı sızdırmazlık performansı göstermektedirler. Bu parametrelerle birlikte, labirent keçe geometrisi ve farklı çalışma şartları da bal peteği keçenin sızdırmazlık performansını etkilemektedir.

Bu tezde, bal peteği boyutunun, açıklığın ve rotor dönme hızının kaçak debiye etkisi HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizleri ile incelenmiştir. Keçe HAD analizleri ANSYS CFX v.16 programında yapılmıştır. HAD analizleri için 3-boyutlu periyodik geometri oluşturulmuştur. Sınır şartı periyodikliğini ve geometrik periyodikliği sağlamak için bal peteği bölgesi 1 adet tam, 2 adet yarım petek olacak şekilde ele alınmıştır. HAD modeli, literatürde sonuçları bulunan test çalışmaları ile doğrulanmıştır.

Bal peteği keçe uygulamasının kaçak debi performansının değerlendirilmesi amacıyla ilk aşamada, bal peteği bulunmayan durum yani düz stator analizi yapılmıştır. Ardından; 1/32" (0,793 mm), 1/16" (1,59 mm) ve 1/8" (3,175 mm) boyutunda bal peteği boyutları için sabit petek derinliği (4,2 mm), sabit petek duvar kalınlığı (0,102 mm), sabit açıklık (0,254 mm) ve sabit çalışma şartlarında (basınç oranı: 1,5, sabit rotor) analizler yapılmıştır. Düz statora göre; 1/32" bal peteği kullanılması kaçak debinin %6,3 azalmasını sağlamış, 1/16" bal peteği kullanılması kaçak debiyi %14,6 artırmış, 1/8" bal peteği kullanılması ise kaçak debiyi %86 artırmıştır. Bunun sebebi diş ucu ile bal peteği konumlanmasına bağlı olarak bal peteği boşluğunun açıklığa olan etkisidir.

İkinci aşamada rotor dönme hızının etkisi incelenmiştir. Genel olarak, artan rotor dönme hızı ile kaçak debinin bir miktar azaldığı görülmüştür. Rotor hızı analizlerinde R_p=1,5, C_r=0,254 mm, düz stator, 1/32", 1/16" ve 1/8" petek boyutlarında sırasıyla v_t=0 m/s, v_t=100 m/s ve v_t=200 m/s rotor yüzey hızları kullanılmıştır. Rotor hızı analizleri, sabit rotor durumu ile karşılaştırılmıştır. Bal peteği bulunmayan düz stator için, v_t=100 m/s rotor yüzey hızında kaçak debi %0,04 artmış, v_t=200 m/s için %2,48

azalmıştır. Petek boyutunun 1/32" olması durumunda rotor yüzey hızları v_t=100 m/s ve v_t=200 m/s için kaçak debi sırasıyla %1,22 ve %5,63 azalmıştır. 1/16" petek kullanılması durumunda ise kaçak debi v_t=100 m/s için %0,03 artmış ve v_t=200 m/s için %1,44 azalmıştır. Son olarak 1/8" petek kullanılması durumunda ise rotor yüzey hızları v_t=100 m/s ve v_t=200 m/s için kaçak debi sırasıyla %0,2 ve %0,66 azalmıştır.

Üçüncü aşamada dişler ile bal peteği arasındaki açıklığın kaçak debiye etkisi incelenmiştir. Artan açıklık ile kaçak debi artacaktır. Açıklık analizleri sonucunda bal peteği bulunan ve bal peteği bulunmayan durumların tamamında artan açıklık ile kaçak debinin arttığı gözlemlenmiştir. İlk açıklık analizleri 0,127 mm açıklık için yapılmış, bal peteği bulunan durumlarda (1/32", 1/16", 1/8") kaçak debi düz statora göre sırasıyla 1/32" bal peteğinde %1, 1/16" bal peteğinde %41 ve 1/8" bal peteğinde %70 arttığı belirlenmiştir. 0,254 mm açıklık için kaçak debi bal peteği bulunmayan duruma göre 1/32" bal peteğinde %6 azalmış, 1/16" bal peteğinde %12 artmış, 1/8" bal peteğinde %46 artmıştır. 0,508 mm açıklık miktarı için kaçak debi düz statora göre 1/32" bal peteği durumunda %38 azalmış, 1/16" bal peteğinde %33 azalmış ve 1/8" bal peteğinde %12 azaldığı belirlenmiştir.

Yapılan HAD analizleri sonucunda, 1/32" bal peteği kaçak debinin azalmasına, 1/16" ve 1/8" bal peteği kaçak debinin artmasına neden olmuştur. Bal peteği boyutunun diş ucu kalınlığına göre açıklığı artırma etkisinden dolayı böyle bir farklılık gözlenmiştir. Uygulanacak bal peteği boyutu, diş uç kalınlığına göre belirlenmelidir ki bal peteği uygulaması kaçak debiyi azaltacak şekilde etki oluşturabilsin.

Anahtar Kelimeler: Gaz türbini, Sızdırmazlık elemanı, Bal peteği keçe, Labirent keçe, Kaçak Debi, HAD analizi

ABSTRACT

CFD INVESTIGATION OF HONEYCOMB SEAL LEAKAGE AFFECTED BY SEAL GEOMETRY AND OPERATING CONCDITIONS

GEZER, Koray

Kırıkkale University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

M. Sc. Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Yahya DOĞU

July 2018, 95 Pages

Gas turbine engines are high technology applications used in defense industry, aeronautics and power generation, and has a critical importance for countries. Aircraft engines, helicopter engines, missile engines, various land and marine engines are examples of these applications. Seals are used to prevent and/or control unwanted fluid leaks from openings between rotor and stator in all rotating turbomachines such as gas turbines. These sealing elements have an important function that affects engine performance, efficiency and safety, just like piston rings in internal combustion engines. With technological development, due to the increasing pressures on engine performance, efficiency and life, the works for research and development of the sealing elements continue to increase. A well-designed sealing element improves engine performance and efficiency, life and safety.

There are different types of seals used in gas turbine engines. The honeycomb seal, one of these seals, is a honeycomb piece opposing the labyrinth seal teeth that are often

used in gas turbines. This structure, which combines the labyrinth teeth and honeycomb, is named as the honeycomb seal, so it can also be called as combined seal.

The honeycomb seals show different sealing performance in varying honeycomb sizes, honeycomb depths and honeycomb wall (foil) thicknesses. Along with these parameters, the labyrinth seal geometry and different operating conditions also affect the leakage performance of the honeycomb seal.

In this thesis; the effects of honeycomb size, clearance and rotor speed on leakage were investigated by using CFD (Computational Fluid Dynamics) analyses. Seal CFD analyses were performed in ANSYS CFX v.16 software. Three-dimensional periodic geometry was created for CFD analyses. In order to ensure periodicity in terms of boundary conditions and geometry, the honeycomb zone is considered with 1 full and 2 half honeycombs. The CFD model has been verified with test data available in the literature.

In order to evaluate the leakage performance of the honeycomb seal application, first of all, a case with a flat stator without honeycomb was analyzed. Then; honeycomb sizes of 1/32" (0.793 mm), 1/16" (1.59 mm) and 1/8" (3.175 mm) were analyzed for fixed honeycomb depth (4.2 mm), foil thickness (0,102 mm), clearance (0,254 mm) and operating conditions (pressure ratio: 1,5, stationary rotor). With respect to the flat stator; the honeycomb size of 1/32" decreased the leakage by 6.3%, while the honeycomb size of 1/16" and 1/8" increased the leakage by 14,6% and 14,6%, respectively. This reason is the effect of the honeycomb gap on the leakage clearance, depending on the positioning of the honeycomb with the tooth.

In the second step, the effect of rotor speed is investigated. In general, it has been observed that the leakage slightly decreases with increasing rotor speed. In rotor speed analyses, rotor surface velocities of v_t = 0 m/s, v_t = 100 m/s and v_t = 200 m/s are considered for flat stator and honeycomb sizes of 1/32", 1/16" and 1/8" at R_p = 1,5, C_r = 0.254 mm. Rotor speed analyses were compared with stationary rotor case. For a flat stator with no honeycomb, the leakage increased by 0.04% at the v_t = 100 m/s rotor surface velocity while decreased by 2.48%, for v_t = 200 m/s. For 1/32" honeycomb,

the leakage for v_t=100 m/s and v_t=200 m/s decreased by 1.22% and 5.63% respectively. For 1/16" honeycomb, the leakage increased by 0.03% for v_t=100 m/s while decreased by 1.44% for v_t=200 m/s. For 1/8" honeycomb, the leakage decreased by 0.2% and 0.66% for v_t=100 m/s and v_t=200 m/s, respectively.

In the third step, the effect of clearance between the teeth and the honeycomb on leakage was investigated. Increased clearance will increase leakage. As a result of clearance analyses, it was observed that the leakage increases with clearance for all cases with or without honeycomb. For clearance of 0.127 mm, the leakage with respect to flat stator increased by 1%, 41% and 70% for honeycomb sizes of 1/32", 1/16" and 1/8", respectively. For clearance of 0.254 mm, the leakage with respect to flat stator decreased by 6% for 1/32" honeycomb while increased 12% and 46% for 1/16" and 1/8" honeycombs, respectively. For clearance of 0.508 mm, the leakage with respect to flat stator decreased by 38%, 33% and 12% for honeycomb sizes of 1/32", 1/16" and 1/8", respectively.

As a result of the CFD analyses, 1/32" honeycomb caused decrease in leakage, 1/16" and 1/8" honeycomb caused increase in leakage. Such a difference was observed due to the effect of increasing the clearance according to the tooth thickness and the honeycomb size. The honeycomb size should be determined according to the teeth thickness so that the honeycomb application could reduce the leakage.

Keywords: Gas turbine, Seal, Honeycomb seal, Labyrinth seal, Leakage, CFD analysis

TEŞEKKÜR

Lisans ve yüksek lisans eğitimim sırasında tecrübesi, bilgisi, tavsiyeleri ile eğitim ve iş hayatımda yol gösterici olan, bu tezin yürütülmesinde, hazırlanmasında her türlü imkanı özveri ile sonuna kadar sunarak yardımcı olan saygıdeğer danışman hocam Prof. Dr. Yahya DOĞU'ya ve aldığım kararlarda her zaman arkamda olup maddi ve manevi desteklerini esirgemeyerek bu çalışma süresince bana yardımcı olan aileme teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

Sayfa

ÖZET i

ABSTRACT iv

TEŞEKKÜR vii

İÇİNDEKİLER DİZİNİ viii

ÇİZELGELER DİZİNİ x

ŞEKİLLER DİZİNİ xi

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ xiv

1. GİRİŞ 1

1.1. Turbomakinalar 3

1.2. Gaz Türbinli Motorlar ve Bileşenleri 5

1.3. Sızdırmazlık Elemanları 8

1.3.1. Bal Peteği Sızdırmazlık Elemanları 11

1.4. Literatür Taraması 15

1.5. Tezin Amacı ve Kapsam 31

2. SIZDIRMAZLIK ELEMANLARI İÇİN AKIŞ ANALİZ YÖNTEMLERİ 33

2.1. Analitik Akış Analiz Yöntemleri 34

2.2. Sayısal Akış Analiz Yöntemleri 37

2.3. Deneysel Akış Analiz Yöntemleri 39

3. BAL PETEĞİ KEÇE HAD ANALİZ MATRİSİ ve HAD MODELİ 41

3.1. Bal Peteği Keçe Analiz Matrisi 41

3.2. Bal Peteği Keçe HAD Modeli 45
4. SONUÇLAR 50
4.1. HAD Modeli Doğrulaması 50
4.2. Bal Peteği Keçe Geometrisinin Kaçak Debiye Etkisi 51
4.2.1. Petek Boyutu 52
4.3. Bal Peteği Keçe Çalışma Şartlarının Kaçak Debiye Etkisi 61
4.3.1. Rotor Hızı 61
4.3.2. Açıklık 66
5. GENEL DEĞERLENDİRME 74
KAYNAKLAR 76

ÇİZELGELER DİZİNİ

ÇİZELGE Sayfa

3.1. HAD analiz parametreleri ve HAD analiz matrisi 44

3.2. HAD modeli tanımlamaları 46

ŞEKİLLER DİZİNİ

ŞEKİL Sayfa

1.1. Turbomakinaların genel sınıflandırılması 3

1.2. Enerji alışverişine göre pompa ve türbin 4

1.3. Gaz türbinli motor genel şeması ve pistonlu motorla karşılaştırılması [1] 5

1.4. Açık Brayton çevrimli gaz türbini şeması [2] 6

1.5. İdeal Brayton çevrimi T-s ve P-v diyagramları [2] 7

1.6. Brayton çevrimi için basınç-verim değişimi [2] 8

1.7. Gaz türbinli bir motordaki çeşitli sızdırmazlık elemanları ve uygulama bölgeleri [1] 10

1.8. Çeşitli sızdırmazlık elemanı görselleri 11

1.9. Bal peteği keçe uygulamasının gaz türbininde uygulama görseli 12

1.10. Bal peteği sızdırmazlık elemanında oluşabilecek akış formları 13

1.11. Bal peteği sızdırmazlık elemanı uygulama görseli 14

1.12. Bal peteği yapısı 14

1.13. Petek ve labirent keçe geometrik ölçülerinin sembolik gösterimi 15

2.1. Kesit daralması ile debi ölçüm şeması 36

2.2. Sızdırmazlık elemanı deney düzeneği [30] 39

2.3. Tez çalışması kapsamında referans alınan çalışmadaki test düzeneği şeması [15] 40

3.1. Bal peteği keçe uygulamasının 3-boyutlu HAD modeli 43

3.2. Bal peteği HAD modeli ölçüleri 44

3.3. Bal peteği boyutları için HAD modeli 45

3.4. HAD modeli sınır şartları 46

3.5. Kaçak debinin eleman sayısına bağlı olarak değişimi 48

3.6. Genel mesh yapısı ve labirent diş üstü mesh yapısı 48

3.7. Bal peteği bölgesi mesh yapısı 49

3.8. Mesh genel görünümleri 49

4.1. Karşılaştırma amaçlı HAD modeli [15] 51

4.2. HAD modelinin literatürdeki test verileri ile karşılaştırılması 51

4.3. Petek boyutunun kaçak debiye etkisi (R_p=1,5, C_r=0,254 mm, v_t=0 m/s, n=4) ... 55

4.4. Petek boyutları için akış fonksiyonu (R_p=1,5, C_r=0,254 mm, v_t=0 m/s, n=4) 55

4.5. Petek boyutları için basınç dağılımı (R_p=1,5, C_r=0,254 mm, v_t=0 m/s, n=4) 56

4.6. Petek boyutları için hız dağılımı (R_p=1,5, C_r=0,254 mm, v_t=0 m/s, n=4) 56

4.7. Petek boyutları için Mach sayısı dağılımı (R_p=1,5, C_r=0,254 mm, v_t=0 m/s, n=4) 57

4.8. Petek boyutları için hız vektörleri (R_p=1,5, C_r=0,254 mm, v_t=0 m/s, n=4) 58

4.9. Petek boyutları için ilk diş etrafında hız vektörleri (R_p=1,5, C_r=0,254 mm, v_t=0 m/s, n=4) 59

4.10. Açıklık ortasındaki yatay eksende basınç değişimi (R_p=1,5, C_r=0,254 mm, v_t=0 m/s, n=4) 60

4.11. Açıklık ortasındaki yatay eksende hız değişimi (R_p=1,5, C_r=0,254 mm, v_t=0 m/s, n=4) 60

4.12. Rotor hızının kaçak debiye etkisi (R_p=1,5, C_r=0,254 mm, n=4) 63

4.13. Rotor hızının akış fonksiyonu üzerindeki etkisi (R_p=1,5, C_r=0,254 mm, n=4) 63

4.14. Rotor hızının basınç dağılımı üzerindeki etkisi (HC_s=1,59 mm; R_p=1,5; C_r=0,254 mm; n=4) 64

4.15. Rotor hızının hız dağılımı üzerindeki etkisi (HC_s=1,59 mm; R_p=1,5; C_r=0,254 mm; n=4) 64

4.16. Rotor hızının Mach sayısı üzerindeki etkisi (HC_s =1,59 mm; R_p=1,5; C_r=0,254 mm; n=4) 65

4.17. Açıklık ortasındaki yatay eksende basınç değişimi (HC_s =1,59 mm, R_p=1,5, C_r=0,254 mm, n=4) 65

4.18. Açıklık ortasındaki yatay eksende hız değişimi (HC_s =1,59 mm, R_p=1,5, C_r=0,254 mm, n=4) 66

4.19. Açıklığın kaçak debiye etkisi (R_p=1,5; v_t=0 m/s; n=4) 69

4.20. Açıklığın akış fonksiyonu üzerindeki etkisi (R_p=1,5; v_t=0 m/s; n=4) 69

4.21. Açıklık miktarı için hız dağılımı (HC_s=1,59 mm; R_p=1,5; v_t=0 m/s; n=4)..... 70

4.22. Açıklık miktarı için Mach dağılımı (HC_s=1,59 mm; R_p=1,5; v_t=0 m/s; n=4) .. 70

4.23. Açıklık miktarı için basınç dağılımı (HC_s=1,59 mm; R_p=1,5; v_t=0 m/s; n=4) . 71

4.24. Açıklık için hız vektörleri (HC_s=1,59 mm; R_p=1,5; v_t=0 m/s; n=4)..... 72

4.25. Açıklık ortasından geçen eksen boyunca basınç dağılımı (HC_s=1,59 mm; R_p=1,5; v_t=0 m/s; n=4) 73

4.26. Açıklık ortasından geçen eksen boyunca hız dağılımı (HC_s=1,59 mm; R_p=1,5; v_t=0 m/s; n=4) 73

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER DİZİNİ

A : Açıklık alanı, [m^2]

c_d : Debi katsayısı

C_r : Açıklık [mm]

d_h : Petek derinliği, [mm]

HC_s : Petek boyutu [mm]

k : Özgül ısılar oranı, [$= c_p / c_v$]

$\dot{m}$: Kaçak debi [kg/s]

n : Rotor dönüş hızı, [rpm]

n : Labirent keçe diş sayısı

$P_{giriş}$: Giriş toplam basıncı [Pa]

R_p : Basınç oranı, [$= P_2 / P_1$]

$T_{giriş}$: Giriş sıcaklığı [K]

t_w : Folyo kalınlığı, [mm]

v_t : Rotor yüzey hızı, [m/s]

η : Isıl verim, [$= 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}}$]

σ : Windage heating number, (akış ısıtma katsayısı)

ϕ : Akış fonksiyonu, [$= \frac{\dot{m}\sqrt{T_{giriş}}}{P_{giriş} A}$]

KISALTMALAR DİZİNİ

HAD : Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

LDV : Laser-Doppler-Velocimeter, (Lazer Hız Ölçer)

1. GİRİŞ

Gaz türbinli motorlar günümüzde savunma sanayii, havacılık, enerji, endüstriyel uygulamalar gibi birçok sektörde giderek artarak kritik bir teknoloji uygulaması olarak kullanılmaktadır. Uçaklarda, helikopterlerde, insanız hava araçlarında, gemilerde, tanklarda ve enerji santrallerinde gaz türbinli motorlar kullanılmaktadır. Gelişen teknoloji ile birlikte gaz türbinli motorlar geçmişe nazaran daha verimli hale gelmiştir. Gaz türbinli bir motorun; verimli olması, uzun kullanım süresine sahip olması, az yakıt tüketmesi, güvenilir olması ve istenen gücü karşılayabilmesi tercih edilmektedir ve bu doğrultularda artan bir baskı bulunmaktadır. Bu sebeplerden dolayı, araştırmacılar gaz türbinini meydana getiren bileşenler üzerinde araştırmalarına devam etmektedir.

Gaz türbinleri gibi dönen tüm turbomakinalarda dönen rotor ile sabit stator arasındaki açıklıklardan istenmeyen akışkan kaçaklarını engellemek ve/veya kontrol etmek için sızdırmazlık elemanları kullanılır. Bu sızdırmazlık elamanları tıpkı içten yanmalı motorlardaki segmanlara benzer şekilde motor performansını, verimini ve güvenliğini etkileyen önemli bir fonksiyona sahiptir. Gelişen teknoloji ile birlikte motor performansı, verimi ve ömrü üzerindeki artan baskılar nedeniyle sızdırmazlık elemanları üzerindeki Ar-Ge çalışmaları detayları artarak devam etmektedir.

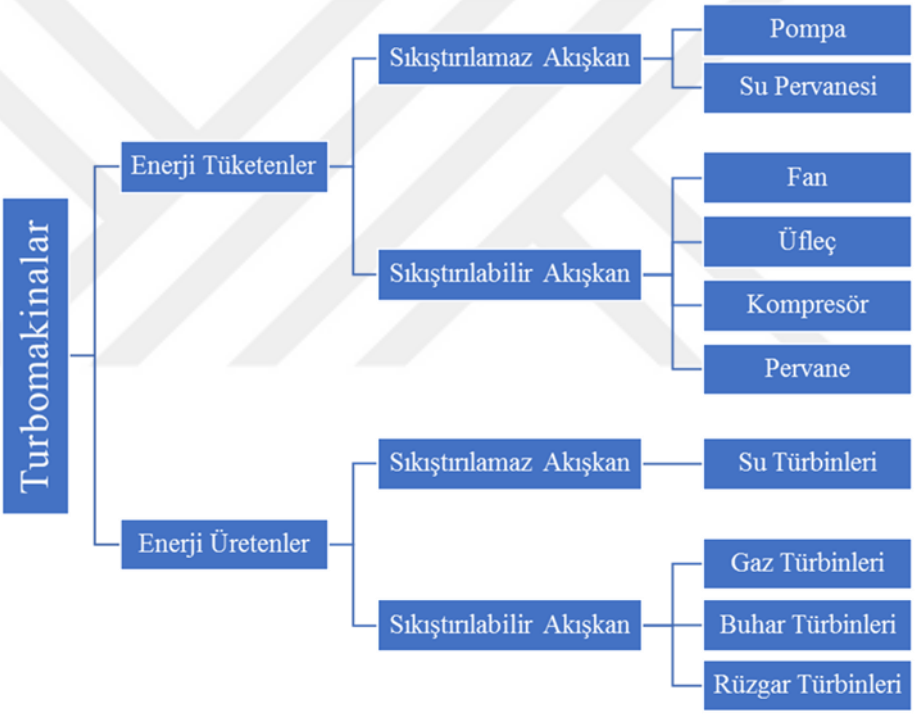
Sızdırmazlık elemanları üzerinde 1950'li yıllardan beri Ar-Ge çalışmaları devam etmektedir. Birçok bileşenden meydana gelen gaz türbinlerinde sabit ve dönen parçalar arasındaki açıklığın kontrol altında tutulmasını sağlayan sızdırmazlık elemanlarının motorun farklı rejimlerinde değişken yüklere maruz kalarak tasarımı sırasında belirlenen sızdırmazlık performansını göstermesi beklenmektedir. Zira iyi tasarlanmış bir sızdırmazlık elemanı hareketli ve sabit parçalar arasındaki kaçak debinin azaltılmasını dolayısıyla motor veriminin artmasını, yakıt sarfiyatının azaltılmasını, motor ömrünün uzamasını ve motorun güvenirliliğini artırmayı sağlamaktadır.

Gaz türbinli motorlarda farklı tiplerde sızdırmazlık elemanları kullanılmaktadır. Bu tezin konusu bal peteği sızdırmazlık elemanlarıdır. Bu tezde; bal peteği boyutunun, açıklığın ve rotor dönme hızının kaçak debiye etkisi HAD analizleri ile incelenmiştir.

Tezin konusu olan bal peteği sızdırmazlık elemanına geçmeden önce, öncelikle sızdırmazlık elemanlarının uygulandığı gaz türbinleri hakkında ve genel olarak sızdırmazlık elemanları hakkında genel bilgiler verilmiştir. Sırasıyla, gaz türbini çalışma prensipleri ve bileşenleri, tipleri, gaz türbinleri için ideal çevrim olan Brayton çevrimi, sızdırmazlık elemanları ve bal peteği sızdırmazlık elemanları açıklanmıştır. Ardından, akış analizlerine yönelik bal peteği HAD modeli hakkında bilgi verilerek bal peteği boyutu ve çalışma şartlarının (açıklık, rotor dönme hızı) kaçak debiye etkisi incelenmiş ve değerlendirmeler yapılmıştır.

1.1. Turbomakinalar

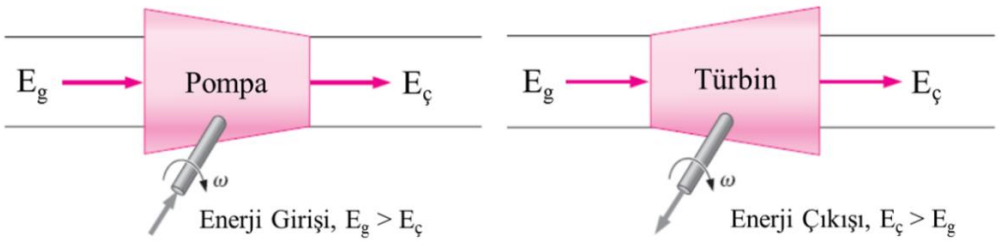
Turbo ya da türbin kelimesi Latince kökenli bir kelime olup, eksen etrafında dönen parça anlamına gelmektedir. Turbomakinalar ise bir veya daha fazla kanat sırasından ya da bir çarktan sürekli akan akışkan ile iş üreten ya da akışkana enerji kazandıran enerji dönüşüm makinalarıdır. Turbomakinaların amacı, akışkan (sıvı veya gaz) ile dönen rotor arasındaki enerji transferini sağlamaktır. Şekil 1.1'de turbomakinaların sıkıştırılabilir veya sıkıştırılamaz akışkan için enerji üretme ve tüketme durumuna göre sınıflandırılması görülmektedir.



Şekil 1.1. Turbomakinaların genel sınıflandırılması

Enerji tüketen turbomakinalar, içerisinden geçen akışkanın enerjisini artıran yani mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye dönüştüren makinalardır ve pompalar enerji tüketen turbomakinalardır. Enerji üreten turbomakinalar ise içerisinden geçen akışkanın enerjisini dönen bir mile aktararak iş üreten makinalardır. Türbinler enerji üreten

turbomakinalardır. Şekil 1.2'de enerji alışverişine göre pompa ve türbin genel şeması bulunmaktadır.



Şekil 1.2. Enerji alışverişine göre pompa ve türbin

Turbomakinalar, kullanılan akışkana göre sıkıştırılabilir (gaz) ve sıkıştırılamaz (sıvı) olarak da gruplandırılır. Enerji tüketen ve genellikle sıkıştırılamaz akışkan olarak havayı kullanan fan ve pervaneler, düşük basınç artışı sağlayan yüksek debili makinalardır. Üfleçler ise orta seviye ile yüksek seviye arasında basınç artışı ve debi sağlayan makinalardır. Kompresörler ise düşük ve orta seviyedeki debileri çok yüksek basınca çıkartabilen sistemlerdir.

Enerji üreten ve sıkıştırılamaz akışkan olarak genellikle su kullanan su türbinleri, sıvının sahip olduğu potansiyel enerjiyi dönen bir mile aktararak enerji üreten sistemlerdir. Su türbinlerinin genel olarak Francis türbini, Kaplan türbini, Pelton türbini ve Banki türbini isimli çeşitleri vardır.

Rüzgar türbinleri, hava akımının sahip olduğu kinetik enerjiyi kanatları vasıtasıyla mekanik enerjiye dönüştüren makinalardır.

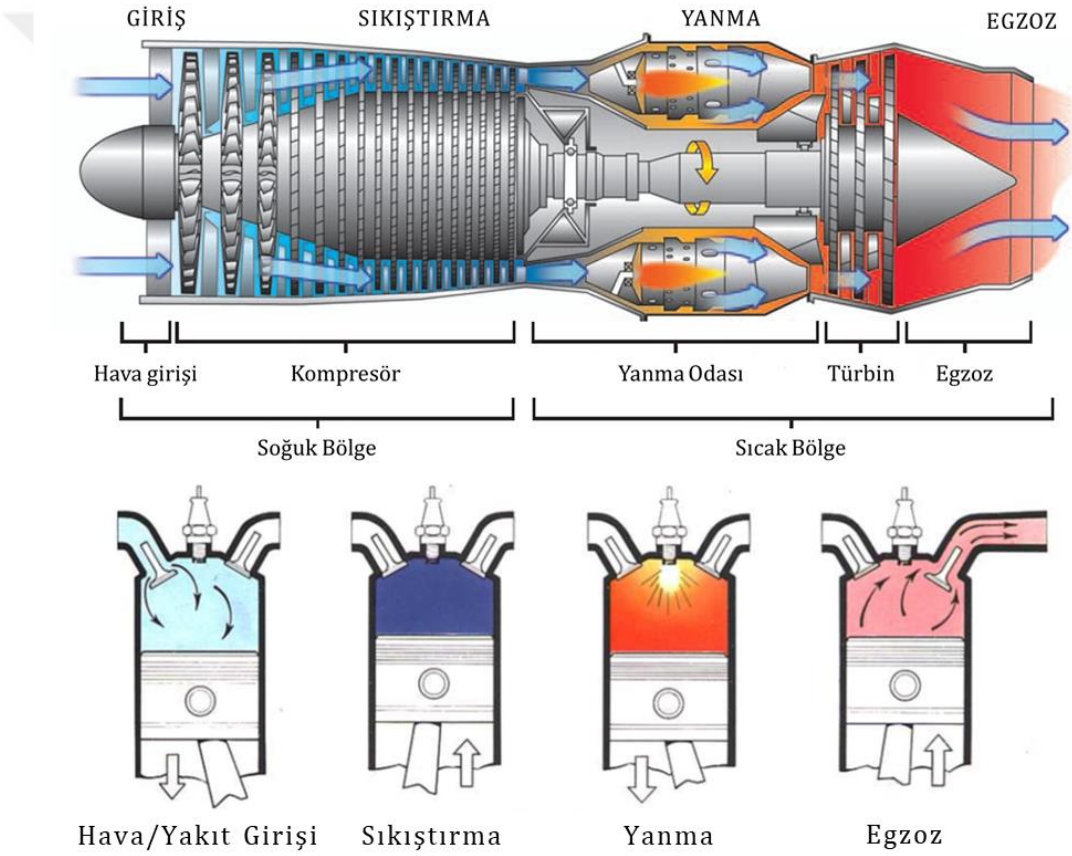
Buhar türbinleri, yüksek basınç ve sıcaklığa sahip buharın, sıcaklığının ve basıncının düşürülmesi ile mekanik enerji elde eden türbinlerdir.

Gaz türbinlerinde, atmosfer havasının basıncını artırma, yakıt-hava karışımının yanması ile sıcaklığın artması ve yüksek basınç ve sıcaklıktaki havanın türbinde

genişlemesi ile mekanik enerji elde edilir. Bir sonraki bölümde gaz türbinleri hakkında genel bilgiler verilmiştir.

1.2. Gaz Türbinli Motorlar ve Bileşenleri

Gaz türbinli motorlar kompresör, yanma odası ve türbin olmak üzere 3 temel kısımdan meydana gelmektedir. Aşağıdaki Şekil 1.3'de gaz türbinli bir motorun temel kısımları ve pistonlu motor çalışma evreleri ile karşılaştırılması görülmektedir [1].



Şekil 1.3. Gaz türbinli motor genel şeması ve pistonlu motorla karşılaştırılması [1]

Gaz türbinli motorlar ile pistonlu motorların çalışma prensibi birbirlerine benzemektedir. Aralarındaki temel fark akışın ve yanmanın sürekliliğindedir. Gaz

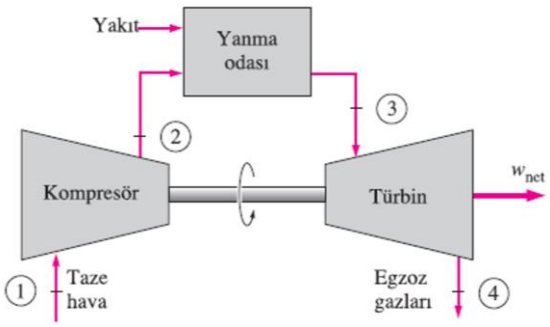
türbinli motorlarda akış ve yanma sürekli iken, pistonlu motorlarda akış ve yanma kesintilidir.

Gaz türbinli motorlarda yanma olayı ile oluşan ısı enerjisinin mekanik enerjiye dönüşümü gerçekleştirilmektedir. Şekil 1.3'deki turbojet motoru:

- Hava girişinin sağlandığı hava alığı; havanın motora giriş yaptığı ve kompresöre iletildiği bölümdür.
- Hava basıncının artırıldığı kompresör; düşük basınç ve sıcaklıktaki havanın basıncının ve sıcaklığının artırıldığı bölümdür.
- Hava-yakıt karışımının yanmasının sağlandığı yanma odası; basıncı ve sıcaklığı artırılmış hava ile yakıtın karıştırılıp yanma işleminin gerçekleştiği bölümdür.
- Yanmış gazlardan mekanik enerji üretilen türbin; yanma olayı sonucu sıcaklığı biraz daha artmış yüksek basınçtaki yanmış gazların türbin kanatlarını döndürdüğü bölümdür.
- Yanmış gazların atıldığı egzoz lülesi; yanmış gazların motordan atılarak itki kuvvetinin oluşturulduğu son bölümdür.

Gaz türbinli bir motor yukarıda bahsedilen beş temel bölümden meydana gelmektedir.

Aşağıda Şekil 1.4'de gaz türbinli motorlar için geçerli olan açık Brayton çevrimi şeması görülmektedir. Açık çevrimde, atmosfer şartlarında alınan hava yukarıda maddelerde bahsedilen süreçler sonucunda tekrar atmosfere verilir.

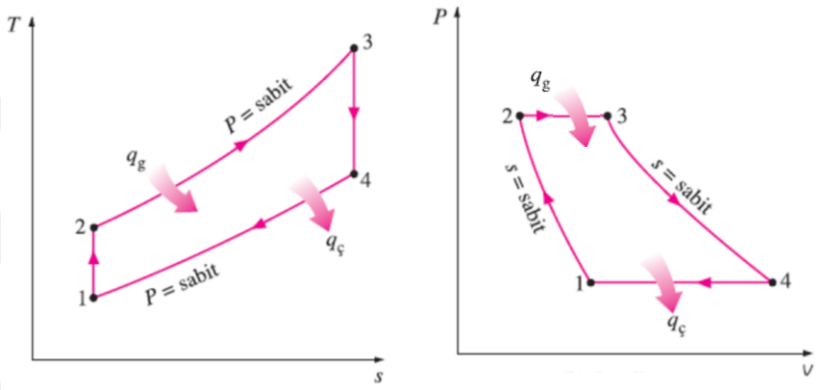


Şekil 1.4. Açık Brayton çevrimli gaz türbini şeması [2]

İdeal bir Brayton çevrimi 4 tersinir hal değişiminden meydana gelir. Bu aşamalar;

1-2 : İzentropik sıkıştırma (kompresörde)
2-3 : Sabit basınçta ısı girişi (yanma odasında)
3-4 : İzentropik genişleme (türbinde)
4-1 : Sabit basınçta ısı çıkışı

şeklindedir ve Şekil 1.5'te Brayton çevrimi için T-s ve P-v diyagramları gösterilmiştir.

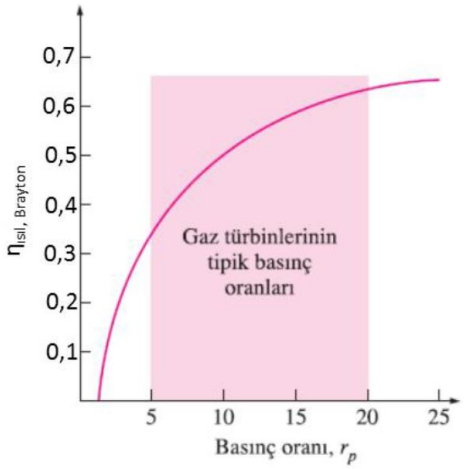


Şekil 1.5. İdeal Brayton çevrimi T-s ve P-v diyagramları [2]

İdeal bir Brayton çevriminde ısıl verim;

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \qquad (1)$$

formülü ile hesaplanmaktadır. Bu denklemde, $r_p = P_2/P_1$ şeklinde basınç oranı ve $k = c_p/c_v$ şeklinde özgül ısılar oranıdır. Bu iki oranın değeri arttıkça verim artacaktır. Şekil 1.6'da Brayton çevrimi için basınç oranına göre verimin değişimi gösterilmiştir.



Şekil 1.6. Brayton çevrimi için basınç-verim değişimi [2]

Tipik bir gaz türbini çalışması, bölümleri ve gaz türbini için ideal çevrim olan Brayton çevrimi ile ilgili bu temel bilgilerden sonra aşağıda tezin çalışma konusu olan sızdırmazlık elemanları ve bal peteği keçe hakkında bilgi verilmiştir.

1.3. Sızdırmazlık Elemanları

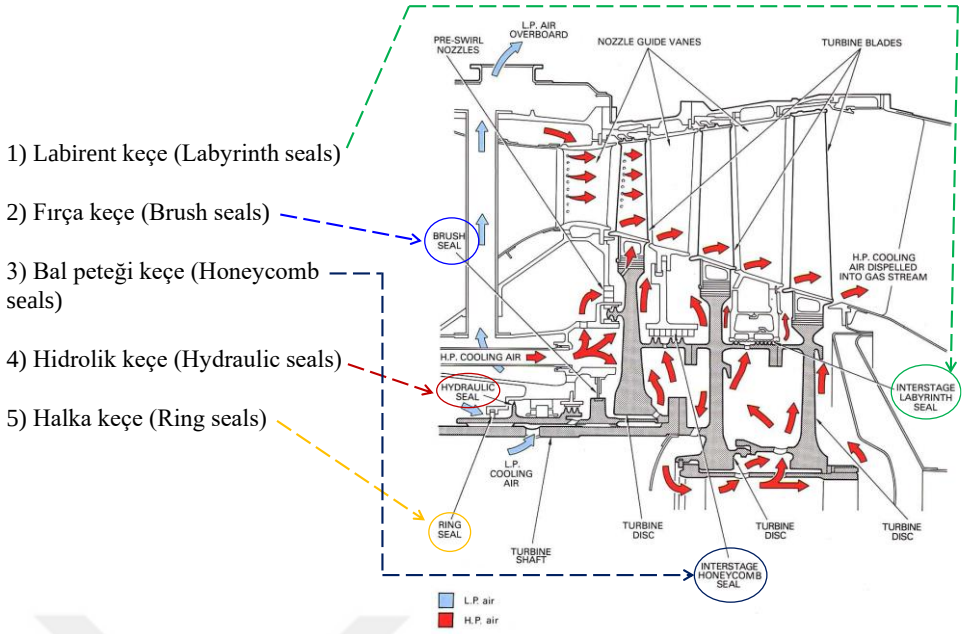
Gaz türbinli motorlarda verimin ve performansın artırılması için yapılacak etkili ve ekonomik uygulamalardan birisi, hareketli ve sabit motor parçaları arasındaki basınçlı hava kaybının en az seviyeye indirilmesidir. Bu amaçla gaz türbinli motorlarda kullanılan sızdırmazlık elemanlarının tasarımı büyük önem kazanmaktadır. Gaz türbinli bir motorda farklı bölgelerde (kompresör, türbin, yatak) ihtiyaç duyulan sızdırmazlık elemanları motor verimi dışında güvenirliliği, soğutmayı, eksenel dengelemeyi ve yağlamayı da sağlamaktadır. Bu nedenle gaz türbinli motor için sızdırmazlık elemanları önemli bir araştırma konusu olmaktadır.

Sızdırmazlık elemanları motorun farklı bölgelerine uygulanmasından dolayı farklı yapılara sahip çeşitli sızdırmazlık elemanları kullanılmaktadır. Sızdırmazlık elemanlarının seçimi; sızdırmazlık elemanının maruz kaldığı basınç, sıcaklık ve bağıl

hareket etkileri, bakım ve onarım için harcanması gereken süre ve maliyet ve sızdırmazlık elemanının üretim maliyeti gibi etkenlere bağlıdır.

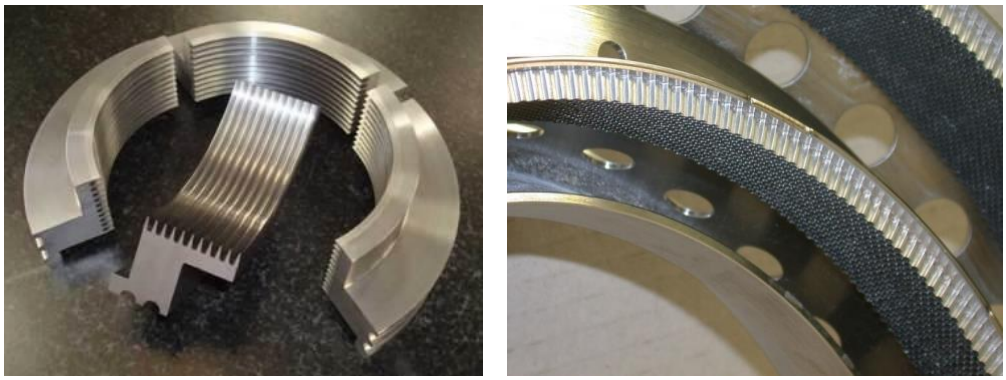
Sızdırmazlık elemanları gaz türbinli bir motorda genel olarak kompresör bölgesinde, eksenel dengeleme bölgesinde, türbin bölgesinde ve yataklama bölgesinde kullanılmaktadır. Gaz türbinlerinde yaygın olarak kullanılan sızdırmazlık eleman tipleri ve uygulama bölgeleri için örnek bir görsel aşağıdaki Şekil 1.7'de görülmektedir. Yaygın olarak kullanılan sızdırmazlık elemanları aşağıda 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) Halka keçe (Ring seal)
6) Hidrolik keçe (Hydraulic seal)
7) Karbon keçe (Carbon seal)

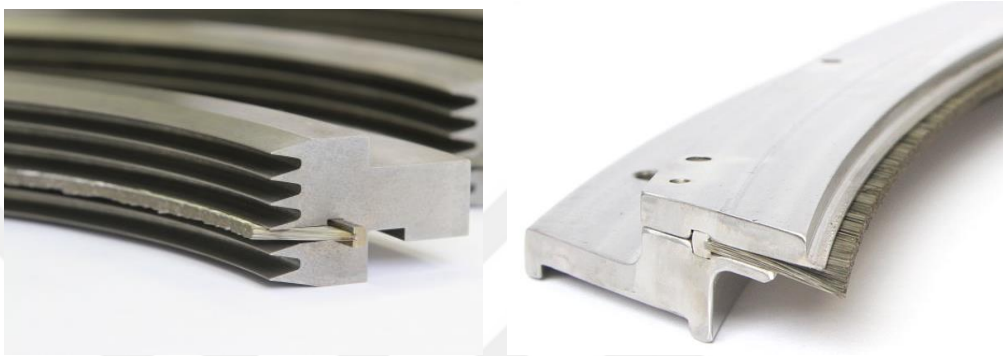


Şekil 1.7. Gaz türbinli bir motordaki çeşitli sızdırmazlık elemanları ve uygulama bölgeleri [1]

Bu keçeler için örnek görseller aşağıdaki Şekil 1.8'de görülmektedir. Şekil 1.8'de labirent keçe, bal peteği keçe, fırça keçe ve kombine keçe görselleri yer almaktadır.



Labirent Keçe Bal Peteği Keçe



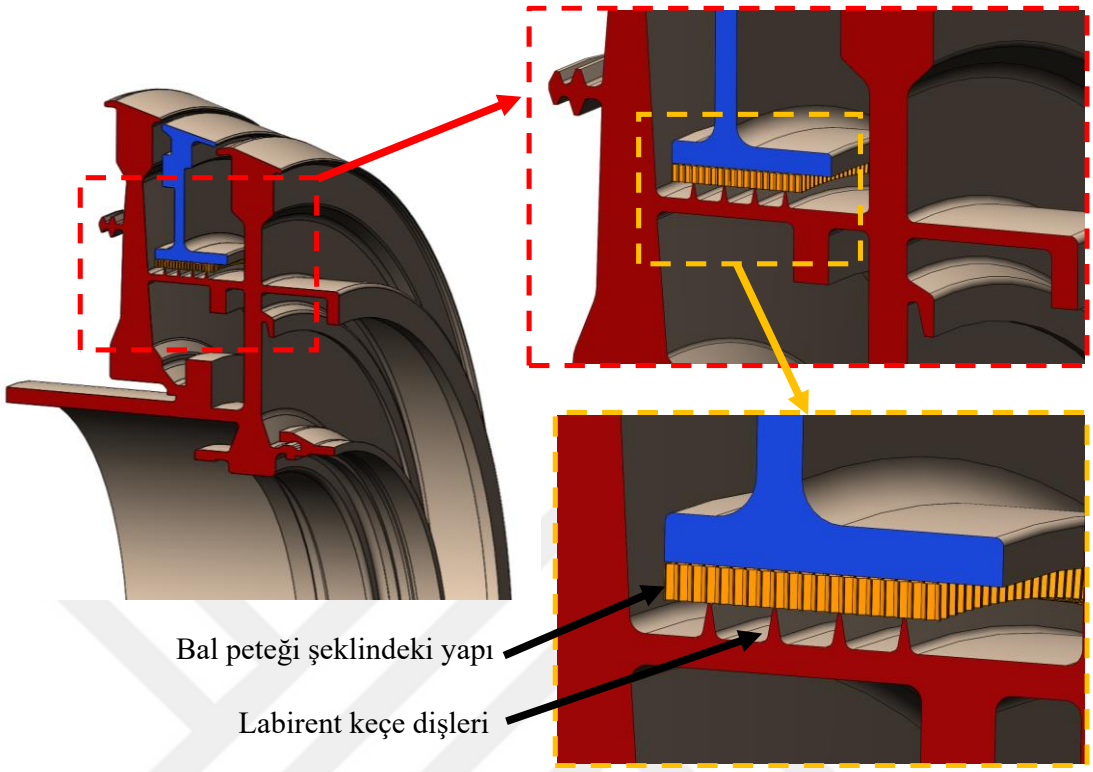
Kombine Keçe Fırça Keçe

Şekil 1.8. Çeşitli sızdırmazlık elemanı görselleri

Tez kapsamında çalışılan bal peteği sızdırmazlık elemanı takip eden bölümde açıklanmıştır.

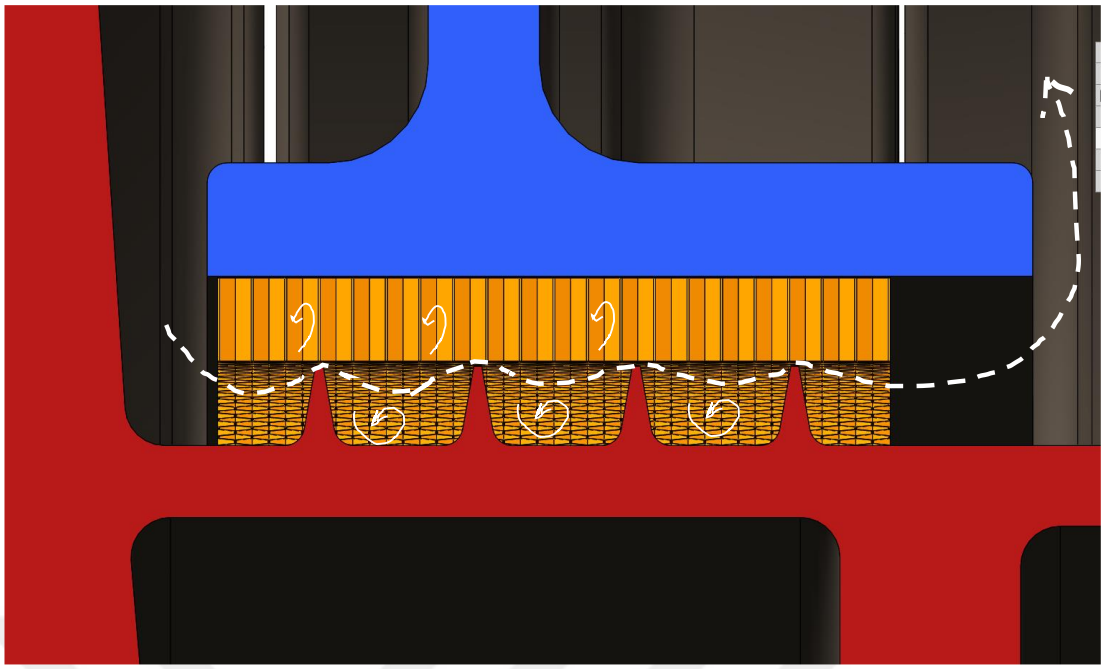
1.3.1. Bal Peteği Sızdırmazlık Elemanları

Bal peteği sızdırmazlık elemanları temelde labirent keçenin geliştirilme çalışması ile elde edilmiş bir sızdırmazlık elemanı çeşididir. Labirent keçeler zamanla aşınmakta ve aşınma sonucunda kaçak debi artmaktadır [3-6]. Bu nedenle labirent keçe dişlerinin karşısına konumlandırılmış bal peteği yapısı sayesinde daha iyi sızdırmazlık sağlanabilmektedir. Aşağıdaki Şekil 1.9'da bal peteği keçenin gaz türbinli bir motorda uygulama görseli yer almaktadır. Labirent keçe dişleri karşına bal peteği yerleştirilmiştir.



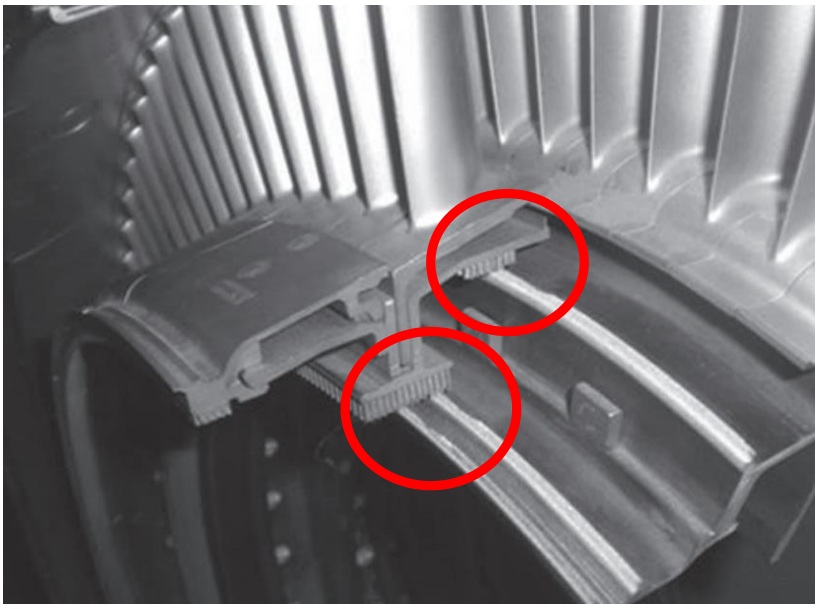
Şekil 1.9. Bal peteği keçe uygulamasının gaz türbininde uygulama görseli

Bal peteği keçenin sızdırmazlığı iyileştirmesi, labirent keçe dişleri tarafından bal peteği şeklindeki yapıya yönlendirilen hava akışının petek içlerine girerek burada küçük girdaplar oluşturması sonucu beklenmektedir. Oluşan bu girdaplar sayesinde hava akışının maruz kaldığı sürtünmeler artacaktır. Labirent keçe dişleri arasındaki bölgelerle birlikte petek içlerinde oluşan ekstra girdaplar sayesinde sızdırmazlık performansının artırılması sağlanır. Aşağıdaki Şekil 1.10'da bal peteği sızdırmazlık elemanında hava akışı için temsili hareketler gösterilmiştir.

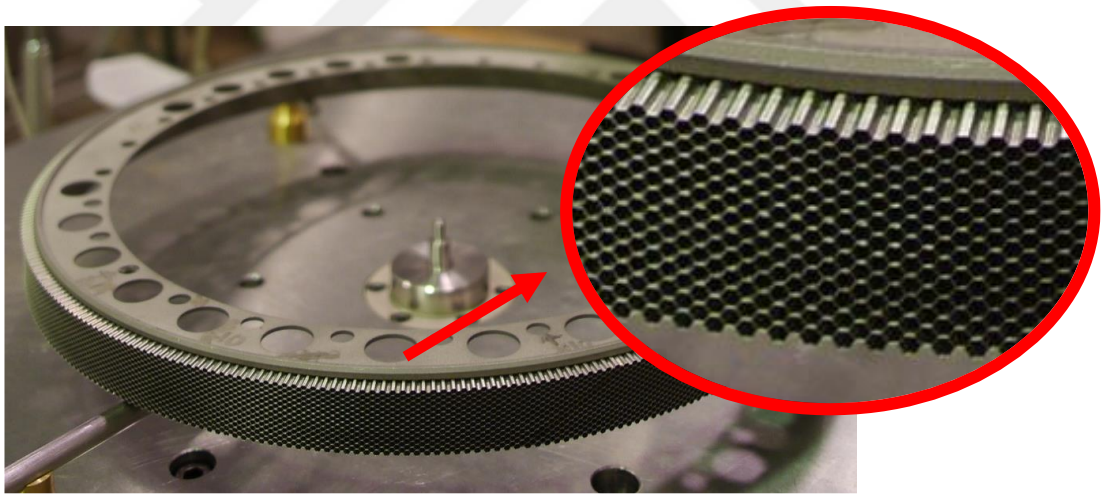


Şekil 1.10. Bal peteği sızdırmazlık elemanında oluşabilecek akış formları

Bal peteği sızdırmazlık elemanının sızdırmazlığı artırmasının yanında zamanla labirent keçelerin aşınmasını engelleme özelliği de bulunmaktadır. Aşınabilir malzemelerden imal edilen bal peteği yapısı zamanla labirent keçe dişlerinin bal peteğini aşındırması ile labirent keçe dişlerinin aşınması önlenir. Bal peteği yapısındaki aşınma ile oluşan yeni aşınmış yapı hava akımının sürtünmeye maruz kalacağı yeni yüzeyler oluşturması nedeniyle sızdırmazlığı azaltma etkisi bulunmaktadır. Bal peteği sızdırmazlık elemanının uygulama örneği Şekil 1.11'de ve bal peteği yapısı için Şekil 1.12'de gösterilmiştir.



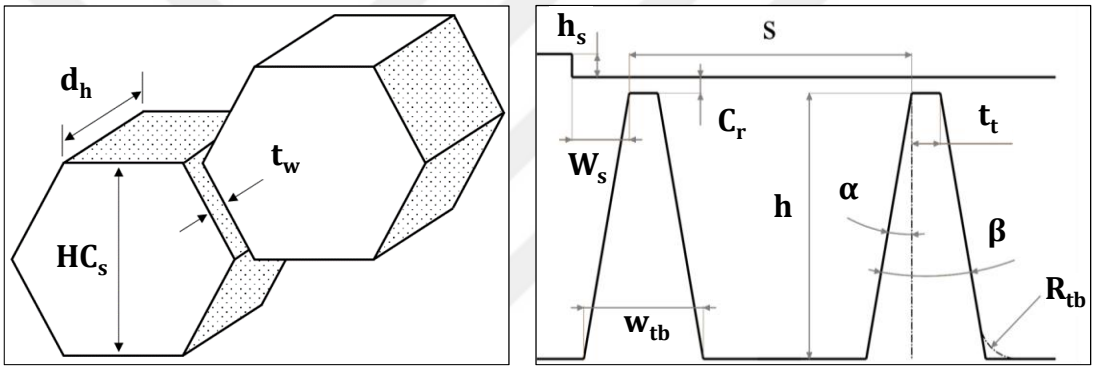
Şekil 1.11. Bal peteği sızdırmazlık elemanı uygulama görseli



Şekil 1.12. Bal peteği yapısı

1.4. Literatür Taraması

Tez kapsamında yapılacak HAD analizleri için bal peteği keçe konusunda açık literatürdeki makaleler incelendi [3-30]. Bal peteği keçe konusunda açık literatürdeki ilk yayına 1975 yılında rastlanmaktadır. Literatürdeki tüm makalelerdeki, bal peteği ölçüleri (petek boyutu, petek derinliği ve petek duvar kalınlığı), labirent diş ölçüleri (diş yüksekliği, diş taban-uç kalınlığı, hatve, koniklik açısı, diş sayısı) ve çalışma şartları (giriş-çıkış basıncı, açıklık, rotor dönme hızı) detaylı olarak incelenmiştir. Şekil 1.13'de bal peteği sızdırmazlık elemanındaki petek ve labirent keçe geometrik ölçülerinin sembolleri görülmektedir.



Şekil 1.13. Petek ve labirent keçe geometrik ölçülerinin sembolik gösterimi

Meyer ve Lowrie [7], test sistemlerinde düz, eğimli ve bal peteği sızdırmazlık elemanlarını kullanarak, farklı diş sayılarında (1, 2, 3 ve 8), hatve değerlerinde (6,3 mm, 9,5 mm, 12,7 mm, 15,9 mm ve 19,1 mm), petek boyutlarında (3,2 mm, 4,7 mm) ve açıklık değerlerinde (0,127 mm, 0,254 mm, 0,508 mm, 1,061 mm ve 2,032 mm) testler yapmışlardır. Yaptıkları çalışma ile sızdırmazlık elemanları için yapılan önceki çalışmaların, literatürde sızdırmazlık eleman performansını belirlemede kullanılan Martin denklemiyle uyuşmadığını belirtmişlerdir. Bu uyuşmazlığın, labirent keçelerde dişler arasındaki kinetik enerji aktarımının göz ardı edilmesinden kaynaklandığını belirtmişlerdir. Geliştirilen grafik metodu ile dişler arasındaki kinetik enerji

aktarımının bulunabildiğini ve yaptıkları testler ile karşılaştırarak, daha basit ve doğru bir metodun ortaya çıktığını belirlemişlerdir.

Stocker vd. [8], yaptıkları deneyler ile en iyi sızdırmazlık performansını gösteren labirent keçe tasarımını elde etmeye çalışmışlardır. Bu amaçla değişen açıklık miktarı, diş yüksekliği, diş hatvesi, diş açısı ve sayısı, rotor dönüş hızı, basamak yüksekliği, bal peteği kullanımı ve stator yüzeyindeki aşınma durumunun etkilerini incelemişlerdir. Çalışma sonucunda, 0,508 mm açıklıkta 0,159 mm petek boyutunun %20 daha iyi sızdırmazlık performansı sergilediğini belirlemişlerdir. Diğer açıklık ve petek boyutlarında sızdırmazlık performansının daha kötü sonuçlandığını belirlemişlerdir. Petek derinliğinin etkisini incelemek için petek içlerine erimiş balmumu ekleyerek petek derinliklerini değiştirmişlerdir. Derinlik testlerinde, optimum petek derinliğinin 2,54 mm olduğunu, petek boyutunun açıklığa oranının 6,2 den küçük olması şartıyla belirlediklerini belirtmişlerdir. Rotor hızının etkisini incelemek amacıyla 1,59 mm petek boyutu ve 2,54 mm petek derinliği için 0,254 mm ve 0,508 mm açıklıkta statik ve dinamik testler yapmışlardır. Testler sonucunda 0,254 mm açıklıkta, sabit rotor için bal peteği keçe ile %5 daha az, 239 m/s'lik diş üstü çizgisel hızda %7 daha fazla kaçak debi elde etmişlerdir. 0,508 mm açıklıkta hem statik hem de dinamik testler, bal peteği bulunmayan duruma göre %25 daha az kaçak debi elde etmelerine neden olduğunu belirtmişlerdir.

Milward ve Edwards [9], gaz türbinlerinde ikincil akış bölgesine soğutma amaçlı gönderilen havanın, rotorun yüksek hızlarda dönüşü sebebiyle sıcaklığının arttığını ve güç kaybına neden olduğunu, literatürde akış ısıtma (windage heating) ve enerji kaybı konusunda az yayın olması nedeniyle testler yapmışlar. Test sisteminde genel olarak, kademeli ve kademesiz, düz ve eğimli dişli, bal peteği bulunan ve fırça keçeler ile testler gerçekleştirmişler. Farklı açıklık, farklı diş sayısı ve rotor dönüş hızlarında testlerini gerçekleştirmişler. Çalışma sonucunda, labirent keçelerde sürtünme dirençlerinden dolayı emilen gücün hava akşından etkilendiğini belirlemişlerdir. Benzer yarıçap ve yüzey alanına sahip farklı tasarlanmış labirent keçeler benzer akış seviyelerinde benzer akış ısıtması (windage heating) gösterdiğini belirlemişlerdir. Belirli giriş basıncında, labirent keçeler boğulmadan (choking) önce akış ısıtmasının (windage heating) maksimum seviyeye ulaştığını belirlemişlerdir. Kullandıkları iki

farklı petek ölçülerinin ikisinde de bal peteği olmayan duruma göre yaklaşık olarak %15 akış ısıtmasının (windage heating) ve enerji kaybının arttığını belirlemişlerdir. Kullandıkları HAD yazılımının yürütülmesi için çok fazla çaba gerektiğini ve normal sistemler için kullanılabilir olmadığını belirlemişlerdir.

Zimmermann ve Wolff [10], yaptıkları çalışma ile labirent keçelerin pratikteki uygulamalarına yönelik korelasyon tanımlayarak, kademeli ve kademesiz labirent keçelerin her ikisinde de kullanılmasını sağlamaya çalışmışlardır. Literatürdeki çalışmalardan elde ettikleri verilerle, öneride bulundukları korelasyonun doğruluğunu karşılaştırmayı amaçlamışlardır. Labirent keçelerde ilk ve son diş önemli bir rol üstlendiğini belirtmişlerdir. Önerdikleri yeni katsayı ile ilk ve son diş arasındaki dişlerinde etkinliğini de eklemişlerdir. Çalışmalarında stator yüzeyinde meydana gelen oyuğun etkisini, farklı ölçülerde bal peteği kullanılmasının etkisini, labirent keçe diş kenarlarının yuvarlatılmış olmasının etkisini, labirent keçe diş yüksekliğinin değişmesi etkisini, rotor hızının etkisini, kademeli labirent keçede kademe yüksekliği ve yine kademeli labirent keçede hava akışının ters olmasının etkilerini incelemişlerdir. Stator yüzeyinde bal peteği kullanılan durumu için Stocker [8]'in yaptığı çalışmayı baz alarak 0,793 mm, 1,59 mm ve 3,175 mm ölçülerinde petek kullanılan çalışmalardan veriler almışlardır ve büyük ölçüde uyum sağladığını belirlemişlerdir. Çalışma sonucunda, kademeli ve kademesiz labirent keçelerde Reynold sayısının etkisinin sadece laminer akışta etkili olduğunu, kademeli labirent keçelerde akışın ters olmasının deşarj/akış katsayısı (discharge coefficient) üzerinde etkisinin çok az olduğunu, tüm model ve parametreler için korelasyonlar ile ilgili daha fazla araştırmaya ihtiyaç olduğunu, literatürde zengin kaynakların olduğunu ancak birbiriyle uyuşmayan bireysel çalışmalar nedeniyle uygun bir korelasyon oluşturmanın zor olduğunu belirtmişlerdir.

Schramm vd. [11], yaptıkları çalışmada basamaklı labirent keçelerde bal peteği uygulamasının hava akışına etkisini, test ve HAD yazılımı (TASCflow3D) ile inceleyip, testler ile HAD analizlerini karşılaştırmışlardır. Test sisteminde bulunan lazer hız ölçer (Laser-Doppler-Velocimeter) ile test sisteminden elde ettikleri akış görüntüleri ile HAD yazılımından elde ettikleri akış görüntülerini karşılaştırmışlardır ve büyük oranda akış hareketlerinin uyuştuğunu belirlemişlerdir. Testler ve analizler sırasında öncelikle bal peteği bulunmayan labirent keçe ile bal peteği bulunan labirent

keçeler üzerinde çalışmışlardır. Test ve HAD analizlerinde 1,316 mm ölçüsünde sabit bal peteği boyutu kullanmışlardır. HAD analizlerinde türbülans modeli olarak k-ϵ türbülans modeli kullanmışlardır. Geometrinin modellenmesinde, iki adet yarım petek kullanarak periyodik tanımlama yapmışlardır. Çalışmalarında, geometrik kaçak debi artış parametresi (geometrical leakage increase parameter)'nin bal peteği uygulamalarında, kaçak debinin artışının veya azalmasının tahmininde kullanılabilir olduğunu belirlemişlerdir. Açıklık miktarının küçük olduğu durumlarda, bal peteği seçiminin önemli olduğunu belirtmişlerdir. Çalışma sonucunda, bal peteği uygulamalarında artan açıklık miktarının kaçak debiyi azalttığını, açıklık miktarının küçük olduğu durumlarda kaçak debinin arttığını belirlemişlerdir.

Willenborg vd. [12], kademeli labirent keçede bal peteği kullanımının ısı transferine etkisini testler ile incelemişlerdir. Bu çalışma, Schramm [11] çalışması ile birlikte yapılmış bir çalışmadır. Isı transfer ölçümlerini öncelikle bal peteği bulunmayan durum için sonrasında bal peteği bulunan durum için yapmışlardır. Çalışmalarında rotor dönüş hızını dahil etmemişlerdir, tüm test çalışmalarını sabit (hareketsiz) rotor için yapmışlardır. Testlerin ilk aşamasında bal peteği bulunan ve bulunmayan durumlar için testler yaparak, keçelerdeki akış hareketini incelemişlerdir. Küçük açıklık miktarında, akış diş üstünde en yüksek hızına ulaşıp, nerdeyse düz bir şekilde kademe duvarına çarparak, dişler arasında ki boşlukta iki ayrı girdabın oluşmasına neden olduğunu gözlemlemişlerdir. Açıklık miktarının artması ile tek ve büyük bir girdabın dişler arasında oluşmasına neden olduğunu gözlemlemişlerdir. Bal peteği eklenmesi durumunda ise akışkandaki sapmanın, bal peteği olmayan duruma göre önemli ölçüde azaldığını belirlemişlerdir. Rotor yüzeyinde statora oranla ısı transfer katsayısındaki sapmanın daha fazla olduğunu belirlemişlerdir. Özellikle küçük açıklık miktarında son diş üzerindeki ısı transfer katsayısı maksimum değerine ulaştığını belirlemişlerdir. Nusselt sayısının değişimi için bal peteği bulunan ve bulunmayan durumlarda testler yapmışlardır ve testler sonucunda Nusselt sayısının açıklık miktarının artmasıyla arttığını belirlemişlerdir. Bal peteği bulunan durumda, bulunmayan duruma göre stator yüzeyinde belirgin bir şekilde Nusselt sayısının azaldığını gözlemlemişlerdir. Rotor yüzeyinde ise stator yüzeyine oranla, bal peteği bulunan ve bulunmayan durumların her ikisinde de Nusselt sayılarının birbirlerine yakın olduğunu, dikkat çekecek derecede seviye farkının olmadığını belirlemişlerdir.

Chochua vd. [13], dairesel (annular) bal peteği keçeler için 3-boyutlu, düşük Mach sayısına sahip türbülanslı akışa uygun HAD modeli geliştirmişlerdir. Bu çalışmadaki esas amaçları, periyodik sınır şartının bulunduğu hesaplamalar için HAD model alt yapısını oluşturmak, petek çalışma koşullarında k-ϵ türbülans modelinin düşük Reynolds sayısı için bir versiyonunun değerlendirilmesi ve hız, basınç, sıcaklık karakteristikleri ve kayıp mekanizmalarının incelenebileceği bir HAD modeli geliştirmektir. Çalışma sonucunda, basınç gradyeni (kontur) için periyodik sınır şartını, çözüm alanının küçük bir bölümünde hesaplama yapabilecek sıkıştırılabilir, türbülanslı akış için geliştirmişlerdir. Mach sayısının düşük olmasına rağmen, sıkıştırılabilirlik etkisi termal değişkenlerin gelişimini dolayısıyla periyodiklik sınır koşullarını etkilediğini ayrıca türbülans modelinin akış rejimi üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu belirlemişlerdir. Hesaplamalar sonucunda, Reynolds sayısının artmasıyla petek içlerinde oluşan girdapların daha derine nüfuz ettiğini, sürtünme faktörlerinin sayısal hesaplamalarla değil deneysel çalışmalarla gözlemlenebileceğini belirlemişlerdir. Bal peteği sızdırmazlık elemanlarında, akışa karşı dirençte duvar kayma gerilmesinin önemli bir etkisi olduğunu, petek içlerine doğru basıncın karıştırma etkisinin duvar kayma gerilmesiyle dengelendiğini, bal peteği sızdırmazlık elemanlarının daha iyi sızdırmazlık performansı sergilemesinin nedeninin bu dengeleme olayının olduğunu belirlemişlerdir.

Choi ve Rhode [14], 3-boyutlu bal peteği sızdırmazlık elemanları için 2-boyutlu HAD analizi metodu geliştirmişlerdir. 2-boyutlu HAD analizleri için STAR-CD yazılımını kullanmışlardır. Oluşturdukları 2-boyutlu test sistemi ile HAD analizleri ile testleri karşılaştırmışlardır. HAD analizlerinde k-ϵ türbülans modelini, sabit duvara yakın bölgelerdeki hız profillerini tanımlayabilmek için standart duvar fonksiyonunu kullanmışlardır. Bal peteği sızdırmazlık elemanı geometrisi için kademeli ve iki dişli labirent keçe kullanmışlarıdır. 2-boyutlu HAD modelini oluştururken, labirent keçe dişlerinin peteklerin tam ortasında olacak şekilde konumlandırmışlardır. Çalışmalarında belirttikleri üzere, labirent keçe dişleri ile petek arasındaki en küçük açıklığın (efektif açıklık), kaçak debinin artmasında veya azalmasında önemli bir etkisinin olmasından dolayı, 2-boyutlu HAD modellerinde petek ile labirent keçe dişlerinin konumlarını sabitlemişlerdir. Ayrıca labirent keçe dişlerinin kademe

basamaklarına doğru kaydırılarak, farklı pozisyonları için analizler de gerçekleştirmişlerdir. Kaçak debinin artış sırasının; küçük petek boyutlu bal peteği (en küçük kaçak debinin oluştuğu durum), bal peteği olmayan düz stator, büyük petek boyutlu bal peteği (en fazla kaçak debinin oluştuğu durum) şeklinde olduğunu belirlemişlerdir. Çalışma sonucunda, 2-boyutlu HAD modelinin literatürde ki basit denklemlere göre daha iyi sonuçlar verdiğini belirlemişlerdir.

Denecke vd. [15], yaptıkları deneysel ve sayısal analiz çalışması ile sızdırmazlık elemanlarının çıkışındaki akış sıcaklığının tahmini ve çıkışta meydana gelen girdapları gözlemleyebilmek istemişlerdir. Bu amaçla kademeli labirent keçelerde, bal peteği bulunan ve bulunmayan durumlar için termal problar yardımıyla sızdırmazlık eleman çıkışındaki toplam sıcaklık artışını, Lazer Hız Ölçer (Laser-Doppler-Velocimeter, LDV) yardımıyla da labirent keçe ara boşluklarında oluşan girdapları görüntülemiş ve HAD analizleri ile karşılaştırmışlardır. Kullandıkları test sisteminde, akış ısıtmasının (windage heating) önemli parametrelerinden birinin girişte meydana gelecek girdap olduğunu belirtmişler, bu amaçla test sistemini girişte girdap oluşturabilecek şekilde (teğetsel püskürtücüler kullanarak) tasarlamışlardır. Yaptıkları ilk testlerde girişte girdap oluşumu yokken artan rotor hızıyla akış ısıtmasının (windage heating) bal peteği bulunan ve bulunmayan durumlar için arttığını belirlemişlerdir. 1/32" bal peteği kullanılan durum ile bal peteği bulunmayan (düz stator) labirent keçe sonuçlarının birbirine yakın olduğunu, 1/16" bal peteğinde daha yüksek akış ısıtma (windage heating) değeri elde etmişlerdir. HAD analizleri ile testler arasında %7'lik bir farkın olduğunu belirlemişlerdir. İkinci testlerinde hava girişini tersten olacak şekilde (çıkıştan hava girişi sağlayarak), sızdırmazlık elemanı girişinde ekstra olarak (ilk testlerdeki çıkış) girdap oluşturup ilk testlerdeki basınç oranlarında ve rotor hızlarında testler yapmışlardır. Bu testlerde sadece düz stator için yapmışlardır. Girişte girdap oluşumu, akış ısıtma değerinin %33 oranında azalmasına dolayısıyla rotorda güç kaybının azalmasına neden olduğunu belirlemişlerdir. Test sisteminde belirledikleri iki konumda LDV sonuçlarına göre, bal peteği bulunan durumlarda, özellikle 1/16" bal peteğinde, maksimum jet hızının daha fazla düştüğünü belirlemişlerdir. Bal peteği bulunmayan duruma kıyasla, 1/32" bal peteği olan durumda stator üzerindeki hızın %15, 1/16" bal peteği bulunan durumda ise hızın %25 daha az olduğunu belirlemişlerdir. Hava girişinin çıkıştan olması durumunda, ortalama girdap hızının

daha fazla olduğunu bunun sonucunda toplam sıcaklık farkının daha az olduğunu, akış ısıtma (windage heating) değerlerinin de bu sonucu doğruladığını belirlemişlerdir. Yaptıkları çalışma sonucunda, gelecekti turbomakina tasarımında sızdırmazlık eleman çıkışındaki girdap oluşumu ve sıcaklığın tam olarak bilinmesi ile daha iyi noktalara gelinebileceğini belirtmişlerdir.

Collins vd. [16], 3-boyutlu bal peteği keçe HAD analizleri ile 2-boyutlu HAD analizlerini karşılaştırmışlardır. HAD analizlerinde, petekleri labirent dişlere göre iki farklı düzlemde yerleştirip analizler yapmışlardır (farklı düzlemde yerleştirme işlemi; peteklerin üzerinden bakıldığında, peteklerin saat yönünde 90^0 döndürülmesidir, sırasıyla tasarım ve alternatif pozisyon ismini vermişlerdir). 3-boyutlu modellerinde kartezyen koordinatlarda, enine beş petek olacak şekilde geometriyi modellemişlerdir. Analiz sürelerinin kısa olmasını sağlamak için toplamda giriş ve çıkışta birer tane olmak üzere toplamda üç dişli labirent keçe geometrisi kullanmışlardır. 2-boyutlu analizlerde tasarım ve alternatif petek pozisyonlarında, labirent keçe dişi ile petek duvarlarının arasında kalan efektif açıklığın değişkenlik göstermesi yüzünden, geometri modelleme sırasında peteklerin ortasından çizilmiş düzleme göre geometriyi modellemişlerdir. HAD analizlerini k-ϵ türbülans modeli kullanarak yapmışlardır. Boşaltım katsayı (discharge coefficient) için ESDU [17]'nun orifis plakalardaki çalışmasıyla karşılaştırmışlar ve ortalama %0,84 'lük bir fark elde etmişlerdir. 2-boyutlu modellemenin en önemli faydasının analiz süresini kısaltması olduğunu belirtmişlerdir. Yapılan HAD analizleri sonucunda, 2-boyutlu ve 3-boyutlu modellemelerde tasarım ve alternatif petek pozisyonlamaları, kararlı durum (steadt state) analizlerinde 1,6 mm ve 3,2 mm bal petekleri için boşaltım katsayıları (discharge coefficient) birbirleriyle uyuştuklarını belirlemişlerdir. Özellikle alternatif petek pozisyonunda bu fark %0,6 seviyelerinde olduğunu gözlemlemişlerdir. 3-boyutlu geçici durum (transient) analizleri ile 2-boyutlu analiz arasında %6'yı aşan farkların oluştuğunu belirtmişlerdir. Basınç profili sonucuna göre 2-boyutlu ve 3-boyutlu analizlerde en yakın basınç profilleri, peteğin son noktasında daha uyumlu olduğunu gözlemlemişlerdir. Basınç profilleri farklarını ortalama %3 seviyelerinde bulmuşlardır.

Soemarwoto vd. [18], üç farklı geometrik yapıya sahip kademeli labirent keçeler için test verileri ile HAD analizlerini karşılaştırıp, kendilerinden önceki çalışmalarda rotor hızının HAD analizlerinde detaylı incelenmediği için yeni ve detaylı bir HAD modeli geliştirmeyi hedeflemişlerdir. Bu amaçla bal peteği bulunan durum, bal peteği bulunmayan durum ve bal peteği olmayan ancak labirent keçe dişlerinin akışa ters yönde eğimlendirilmiş durumlarında incelemeler yapmışlardır. HAD analizleri için denklem çözümlerini ENFLOW yazılımının çözücü modülü olan ENSOLV'u, akış hacmini modellemek için ENDOMO modülünü ve çözüm ağını (mesh) oluşturmak için ENGRID modülünü kullanmışlardır. HAD modellerinin doğruluğunu karşılaştırmak için üç test gerçekleştirmişlerdir. Testler sadece bal peteği bulunan durum için yapılmıştır. Test verileri ile HAD modelleri arasındaki kaçak debi farkının ortalama %1 olduğunu belirlemişlerdir. HAD analizlerinde üç farklı durumu incelemişlerdir. Birinci durumda, bal peteği keçede labirent keçe dişlerinin petek ortasına göre konumlandırılması ile petek duvarına göre konumlandırılması için iki ayrı durum analizleri yapmışlardır. Analiz sonucunda, labirent keçe dişlerinin farklı konumlandırılması bal peteği keçede önemli derecede basınç kaybına neden olmadığını belirlemişlerdir. Diş pozisyonun değiştirilmesi sonucunda sadece jet akışının yönü, uzunluğu ve genişliğinin değiştiğini belirlemişlerdir. İkinci durum analizlerinde bal peteği olmadan düz stator için analizler yapmışlardır. Analizler sonucunda bal peteği olması durumuyla karşılaştırmışlar ve dişler arasında ki boşluklarda daha güçlü akım döngülerinin olduğunu belirlemişlerdir. Üçüncü durum analizlerinde, bal peteği bulunmayan ancak labirent keçe dişlerinin akışa ters yönde eğimli olması durumu incelemişlerdir. Eğimli diş durumunda düz dişli duruma göre akışta belirgin bir değişiklik gözlemlediklerini, eğimli diş durumunda diş aralarında ki boşluklarda birden fazla sirkülasyon gözlerinin oluştuğunu gözlemlemişlerdir. Çalışma sonucunda, HAD analizleri ile test sonuçlarının büyük oranda uyuştuğunu, keçelerde ki sızdırmazlık mekanizmasının diş kenarına ve kademelere yakın bölgelerde ki türbülans karışımı ve kayma ile ilişkili olduğunu, bal peteği keçede ki kayıpların azalmasında ki nedenlerin diş kenarlarında daha az türbülanslı sirkülasyonların olması, tutarlı bir kayma tabakasının oluşması, basamaklarda akışın duvara çarpmasının azalması, dişlerde ki akış ayrılmasının azalması ile sağlandığını belirlemişlerdir.

Kang vd. [19], yaptıkları çalışmada kademeli labirent keçede bal peteği uygulaması, açıklık ve basınç oranının değişimi ile keçede meydana gelen performans değişimini incelemişlerdir. Test sistemlerinin 2-boyutlu olduğunu, Stocker [8]'de yaptığı çalışmada dönme etkisinin olmadığı durağan 2-boyutlu bir test sisteminin 3-boyutlu bir sistemle hemen hemen aynı sonucu vereceğini beklediğini belirtmesi nedeniyle test sistemlerinin 2-boyutlu olduğunu belirtmişlerdir. Üç farklı keçe konfigürasyonunda çalıştıklarını, birinci testlerde iki basamaklı ve iki dişli (A), ikinci testlerde üç basamaklı ve üç dişli (B), üçüncü testlerde üç basamaklı fakat iki dişli (C) bir labirent keçe kullandıklarını belirtmişlerdir. HAD analizlerinde k-ϵ türbülans modelini kullandıklarını ve y+ değerlerinin 10'un altında olduğunu belirtmişlerdir. Testler sonucunda, B konfigürasyonun A'ya oranla kaçak debiyi %20'den daha fazla azalttığını belirlemişlerdir. Dikkat edilmesi gereken iki nokta olduğunu, birincisinin tüm açıklık miktarlarında C konfigürasyonun daha fazla kaçak debiye neden olduğunu, akış karakteristiklerini HAD analizlerinde incelediklerinde diğer durumlarda (A ve C) keçe içlerinde akışın daha fazla türbülanslı olduğu için olabileceğini belirtmişlerdir. İkinci dikkat edilmesi gereken durumun, açıklığın artması ile birlikte akış fonksiyonunun (flow function) arttığını ancak mutlak kaçak debinin azaldığını, akış fonksiyonunda ki bu durumun daha önceki çalışmalarda da meydana geldiğini belirtmişlerdir. Test aşamalarının ikinci aşamasında bal peteği bulunan durumlarda çalışmışlardır. Bal peteği uygulaması dahil tüm testlerde B konfigürasyonun da en az kaçak debiyi elde ettiklerini, petek boyutunun kaçak debiyi önemli derecede etkilediğini belirlemişlerdir. Petek boyutunun büyük olduğu tüm durumlarda kaçak debi küçük petek boyutuna göre daha fazla kaçak debiye neden olduğunu belirtmişlerdir. Ancak bazı çalışmalarda tersi durum oluştuğunu literatürde ki çalışmalarda karşılaştıklarını belirtmişlerdir. Çalışmaları sonucunda, B konfigürasyonun tüm durumlarda en sızdırmazlık performansını, bal peteği kullanımı ile tüm durumlarda bal peteği olmayan duruma göre kaçak debiyi arttırdığı, tüm konfigürasyon ve durumlarda azalan açıklık ile akış fonksiyonun arttığı ancak mutlak kaçak debinin azaldığını, HAD analizi sonuçlarının analitik metoda göre daha iyi sonuç verdiğini belirlemişlerdir.

Li vd. [20], buhar türbinlerinde bal peteği sızdırmazlık elemanın kaçak debi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Schramm vd. [11]'nin test verilerini kullanarak HAD

modellerini karşılaştırmışlardır. Çalışmalarında kullandıkları labirent-bal peteği keçenin, buhar türbinlerinin şaft bölgesinde kullanılan tipini incelediklerini, bu keçelerde labirent dişleri rotor yüzeyi yerine stator yüzeyinde petekler arasında yer aldığını, rotor yüzeyinde ise labirent keçe dişleri arasında dikdörtgen şeklinde kademeler olduğunu belirtmişlerdir. Sızdırmazlık üzerindeki etkilerini incelemek için basamaklar ile petekler arasındaki açıklık miktarının 0,25 mm, 0,5 mm ve 0,75 mm olarak değiştiğini, petek ölçüsünün etkisini incelemek için yedi farklı petek ölçüsünde analizler yaptıklarını belirtmişlerdir. Çalışmalarında ayrıca petek derinliğinin etkisini incelemek için beş farklı petek derinliğinde analizler yapmışlardır. Açıklığın kaçak debi üzerinde ki etkilerini üç farklı petek ölçüsü için incelemişlerdir. Tüm petek ölçülerinde artan açıklık ile kaçak debinin arttığını belirlemişlerdir. 0,25 mm açıklık ile 0,75 mm açıklık durumunda ki hız vektörlerini incelediklerinde, küçük açıklıkta akış birden fazla petek içerisinde döngüler oluştururken büyük açıklıkta belirli sayıda petek içerisinde döngüler oluşturması nedeniyle kaçak debinin küçük açıklıkta daha az çıktığını belirlemişlerdir. Ayrıca petek içlerine nüfuz eden akışın en fazla dişler arasındaki kademelerin karşında bulunan peteklerde olduğunu belirtmişlerdir. Petek ölçüsünün kaçak debi üzerinde ki etkisini incelemek için yedi farklı petek boyutunda analizler yapmışlardır. Analizler sonucunda petek boyutunun 4,85 mm den 3,178 mm ye kadar küçülmesi sırasında kaçak debinin azaldığını, 3,178 mm den 1,37 mm ye küçülmesi sırasında ise kaçak debinin arttığını belirlemişlerdir. Yedi farklı petek ölçüsünde en küçük kaçak debiyi petek ölçüsünün basamak genişliğine oranının 1 olduğu durumda elde ettiklerini belirlemişlerdir. Kaçak debinin en küçük değerine ulaşmasının, akışkanın tüm peteklerle temas etmesini sağladığı için bu sonucu elde ettiklerini belirtmişlerdir. Hız vektörlerini inceldiklerinde, 3,178 mm petek ölçüsünde diğer petek ölçülerine nazaran, basamaktan sonra saatin tersi yönde çok güçlü bir döngünün meydana gelmesi ile akışkanın kinetik enerjisini ısı enerjisine dönüşmesi sonucunda kaçak debinin en küçük değerine ulaştığını, ayrıca petek içlerinde diğer petek ölçülerine oranla daha etkili döngülerin oluştuğunu belirtmişlerdir. Petek derinliğini etkisini incelemek için beş farklı petek derinliğinde analizler yapmışlardır. Analizler sonucunda en küçük kaçak debiyi 4,26 mm de elde ettiklerini, akım görsellerini incelediklerinde 4,26 mm derinlikte her petek içerisinde saat yönünde döngüler oluştuğunu bu nedenle en küçük kaçak debiyi elde ettiklerini belirtmişlerdir. Diğer petek derinliklerinde akışkanın petek içlerine yeterince nüfuz etmediğini

belirlemişlerdir. Rotor dönüş hızının etkisini incelemek için beş farklı rotor hızında analizler yapmışlardır. 0 rpm ile 3000 rpm aralığında kaçak debinin yaklaşık olarak sabit kaldığını belirlemişlerdir. 3000 rpm den yüksek hızlarda kaçak debinin azaldığını, akışkan hareketleri incelendiğinde 6000 rpm de basamaktan sonra daha kuvvetli döngülerin oluştuğunu, artan rotor hızı ile viskoz kayma gerilmelerinin artması sonucu çıkışta akışkan hızının azaldığı için kaçak debinin azaldığını belirtmişlerdir. Basınç oranın kaçak debi üzerindeki etkisini incelemek için sabit geometrik ölçülerde beş farklı basınç oranında yapılan analizler sonucunda, artan basınç oranı ile kaçak debinin yaklaşık olarak lineer bir şekilde arttığını belirlemişlerdir.

Weinberger vd. [21], labirent keçelerde bal peteği uygulamasının sıcaklık dağılımı üzerindeki etkilerini incelemek için test ve HAD analizi çalışması gerçekleştirmişlerdir. Bu amaçla bal peteği parametrelerinin, basınç oranının ve açıklık miktarının etkilerini incelemişlerdir. Bal peteği uygulaması ile bal peteği kullanılmayan uygulama karşılaştırıldığında, bal peteği kullanımı ile stator yüzeyinde sıcaklığın azaldığını belirtmişlerdir. HAD modellerini Willenborg vd. [12] test verileri ile karşılaştırmışlar, test-HAD arasındaki farkın %3'ten az olduğunu belirtmişlerdir. HAD analizlerinde, literatürde ki birçok çalışmada kullanılan k-ϵ türbülans modelini kullanmışlar, y+ değerinin ise 1 ile 30 değiştiğini belirtmişlerdir. Çalışmalarında kullandıkları test sisteminin 2-boyutlu, rotor dönüş hızının incelenemediği bir sistem olduğunu belirtmişlerdir. Test sisteminde kademeli, kademesiz, bal peteği bulunan veya bulunamayan tüm durumlar için testler yapabildiklerini belirtmişlerdir. Yaptıkları HAD analizleri sonucunda, bal peteği bulunan durumlarda sıcak havanın labirent dişleri yardımıyla petek içlerine yönlendirildiğini, petek içlerinde oluşan girdaplar sayesinde sıcaklığın peteklere nüfuz ettiğini bu sayede stator sıcaklığının arttığını belirlemişlerdir. Ancak stator yüzey sıcaklığının akışkan sıcaklığına ulaşmadığını belirlemişlerdir. Girişe yakın bölgelerde stator sıcaklığının çıkışa oranla biraz daha yüksek sıcaklıkta olduğunu belirtmişlerdir. Rotor yüzeyindeki labirent keçe ilk diş sıcaklığının nerdeyse akışkan sıcaklığına eşit olduğunu, çıkışta son dişin ise sıcaklığının ilk dişe göre düşük olduğunu belirtmişlerdir. Dişler arasındaki bölgede sıcak akışkanın girdaplar oluşturması nedeniyle sıcaklığın yüksek olduğunu belirlemişlerdir. Rotor yüzeyindeki sıcaklığın statora oranla yüksek olduğunu

belirlemişlerdir. Çalışmalarında petek derinliklerinin etkisini incelemişlerdir ve artan petek derinliği ile stator yüzeyinde sıcaklığın azaldığını belirlemişlerdir. Tüm bal peteği bulunan durumlarda akışkanın en fazla 17 mm derinliğe kadar nüfuz ettiğini belirlemişlerdir. Petek derinliğinin değişmesi sonucunda rotor yüzeyinde ve dişler üzerinde önemli derece de sıcaklık değişimine neden olmadığını belirlemişlerdir. Petek boyutunun etkisini incelediklerinde, artan petek boyutu ile stator yüzeyinde sıcaklığın arttığını, azalan petek boyutu ile stator yüzeyinde sıcaklığın azaldığını belirlemişlerdir. Açıklık değişiminin etkisini incelediklerinde, artan açıklık ile stator yüzeyindeki sıcaklığın arttığını, azalan açıklık ile stator yüzey sıcaklığının azaldığını belirlemişlerdir. Artan açıklık ile petek içlerine nüfuz eden akışkan miktarının arttığını, azalan açıklıkta akışkanın petek içlerine daha nüfuz etmesi sonucunda farkların meydana geldiğini belirtmişlerdir. Açıklık değişimi ile rotor yüzey sıcaklıklarının değişkenlik gösterdiğini, en küçük açıklık miktarında sıcaklığın daha yüksek, en büyük açıklıkta ise sıcaklığın daha küçük olduğunu belirlemişlerdir. Yaptıkları testler sonucunda benzer sonuçları elde ettiklerini belirtmişlerdir.

He vd. [22], yaptıkları çalışmada bal peteği bulunan ve bulunmayan durumlar için kademeli bir keçede ısı transferi ve akış ısıtma (windage heating) etkisini HAD analizi ile incelemişlerdir. Çalışmalarında kullandıkları keçe geometrisini ve test verilerini Willenborg vd. [12] çalışmasından almışlardır. Bal peteği bulunmayan durumla kıyaslandığında, labirent keçe dişlerinin denk geldiği stator bölgelerinde ısı transfer katsayısında ani yükselmeler görülmediğini belirtmişlerdir. Ancak rotor yüzeyindeki ısı transfer katsayılarının yüksek olduğunu belirlemişlerdir. Sıcaklık dağılımları incelendiğinde benzer sonuçlar elde ettiklerini, bal peteği bulunan durumda labirent keçe dişlerinin termal gerilmesinin daha fazla olduğunu belirtmişlerdir. Motor tasarımında bu gözlemler konusunda dikkat edilmesi gerektiğini belirtmişlerdir. Çözüm ağındaki (mesh) eleman (element) sayısının değişimi ile ısı transfer sonuçlarını etkilediğini belirlediklerini, bal peteği bulunan durum için 1,73 milyon elemanlı çözüm ağının uygun olacağını belirlemişlerdir. Bal peteği bulunmayan durumlar için en uygun türbülans modellerinin k-ω ve SST olduğunu, diğer modellerde ısı transfer katsayısında ki sapmaların daha fazla olduğunu belirlemişlerdir. Bal peteği bulunan durum için yine k-ω ve SST türbülans modellerinin daha iyi sonuçlar verdiğini belirlemişlerdir. Çalışmalarında rotor dönüş hızının ve girişteki ön girdap (pre swirl)

etkisini incelemişlerdir. Bal peteği bulunmayan durum için artan basınç oranı ile çıkıştaki toplam sıcaklığın her durum için arttığını belirlemişlerdir. Rotor hızının eklenmesi ile sabit rotora göre çıkış sıcaklığının arttığını, ön girdap etkisinin pozitif (rotor dönüş yönü ile aynı yönlü olması) olması durumunda rotor hızının bulunduğu duruma göre çıkış toplam sıcaklığının azaldığını, ön girdap etkisinin negatif olması durumunda çıkış sıcaklığının en büyük değerlerine ulaştığını belirlemişlerdir. Bal peteği bulunan durumlar için benzer davranışlar gözlemlerken tek farkın maksimum sıcaklığın bal peteği bulunmayan duruma göre fazla olduğunu belirlemişlerdir. Çalışmalarında ısı transfer katsayılarını incelediklerinde artan basınç oranı ile birlikte arttığını belirlemişlerdir. Ancak bal peteği bulunan durumlarda stator yüzeyindeki ısı transfer katsayılarının bal peteği bulunmayan duruma göre az olduğunu belirtmişlerdir.

Chougule vd. [23], yaptıkları çalışmada kademeli çift çentikli labirent keçe diş geometrisinin kaçak debi üzerindeki etkisini HAD analizi ile incelemişlerdir. Bal peteği bulunan ve bulunmayan her iki durum için inceleme yapmışlardır. Çalışmalarında ki amacın, genel uygulamalarda kullanılan labirent keçe diş uçlarında çift çentik oluşturarak akışın daha fazla türbülanslı olmasını sağlamak, bu sayede kaçak debinin azalmasını sağlamak olduğunu belirtmişlerdir. Çalışmalarında kullandıkları keçe geometrisinin, Stocker vd. [8] çalışmasında kullandıkları keçe geometrisi olduğunu, HAD modellerinin doğruluğunu yine Stocker vd. çalışmasındaki test verileri ile doğruladıklarını belirtmişlerdir. Çentik durumunda toplam diş yüksekliğinin sabit ve çentiksiz durumla aynı olduğunu belirtmişlerdir. Oluşturulan çentik yüksekliğinin, diş yüksekliğinin %25'i olduğunu belirtmişlerdir. HAD analizleri için oluşturdukları akışkan hacmi, bal peteği bulunan durum için çevresel yönde 1,8 derecelik hacim olduğunu (2 yarım, 1 tam petek olacak şekilde modellenebilmesi için), bal peteği bulunmayan durumlar için 2 derecelik hacimler olduğunu belirtmişlerdir. HAD modelleri ile test verileri arasındaki maksimum farkın yaklaşık %12 olduğunu belirtmişlerdir. Çift çentikli geometrinin bal peteği bulunmayan durumlarda kaçak debiyi %10,7 azalttığını, bal peteği bulunan durumlarda %12,5 azalttığını, artan basınç oranı ile kaçak debide ki azalmanın küçüldüğünü belirtmişlerdir. Bal peteği bulunmayan ve bulunan durumlar için akım çizgilerini incelediklerinde, çift çentik durumunda bal peteği bulunmayan durumda

çentikli duruma göre fazladan oluşan 3 girdap sayesinde kaçak debinin azaldığını belirtmişlerdir. Bal peteği bulunan durumda çentik etkisi ile petek içlerinde daha yoğun türbülanslı akış olduğunu ayrıca çentiklerde meydana gelen ekstra döngüler sayesinde bal peteği bulunan durumda kaçak debinin daha düşük çıktığını belirtmişlerdir.

Desando vd. [24], çalışmalarında labirent-bal peteği sızdırmazlık elemanında petek geometrisi ve labirent keçe diş kalınlığı çerçevesinde HAD analizi üzerinde çalışmışlardır. Çalışmalarında kullandıkları keçe geometrileri Schramm vd. [11] çalışmalarında kullandıkları basamaklı keçe ölçüleriyle aynıdır. Çalışmalarında rotor hızının etkilerini incelememişlerdir. HAD analizlerinde akışın ters yönde olması durumunu incelemişlerdir ve ters akış için test verisi olmadığı için test-HAD analizi karşılaştırması yapamadıklarını, analizler sonucunda kaçak debinin arttığını belirlemişlerdir. Bal peteği bulunan durumlar için inceleme yaparken gerçek açıklık için geometrik bir faktörün dikkate alınması gerektiğini belirtmişlerdir. Bal peteği bulunan durumlarda açıklığın normal değerden büyük olduğunu ve bu açıklığa efektif açıklık (s_{eff}) denildiğini, Zimmerman [10] tarafından önerilen geometrik kaçak artış parametresi ile belirlenebileceğini belirtmişlerdir. Çalışmalarında efektif açıklık için farklı bir tanımlama getirdiklerini, altıgen şeklindeki petekler için efektif açıklığın değişeceğini (diş ile petek duvar arasındaki mesafenin), önerdikleri tanımlama ile tüm keçe için farklı efektif açıklık değerlerinin ortalamasının hesaplanabileceği bir formül elde etmişlerdir. Bal peteği keçede petek duvar kalınlığının değişimini sabit açıklık, petek boyutu ve basınç oranı için incelemişledir. Analizler sonucunda artan duvar kalınlığı ile sabit bir artım veya azalım elde etmediklerini belirlemişlerdir. Duvar kalınlığının petek boyutuna oranının 0,1 den büyük olduğu durumlarda kaçak debinin azaldığını, 0,1'den önceki durumlarda debinin azalıp arttığını belirlemişlerdir. Akışın ters yönlü olması durumunda kaçak debinin daha az olduğunu, ancak normal akışa göre maksimum %2'lik bir fark olduğunu belirtmişlerdir. Petek derinliği çalışması sonucunda, petek derinliğinin açıklığa oranının 1'den küçük olduğu durumlarda 1'e kadar kaçak debide bir artış olduğunu ve maksimum değerine ulaştığını belirlemişlerdir. 1'den sonraki değerlerde belirli bir noktaya kadar azaldığını sonrasında değişiklik olmadığını belirtmişlerdir. Petek boyutunun etkisini incelemişler ve petek boyutunun 1,61 mm olduğu durumda bal peteği bulunmayan konfigürasyon

ile neredeyse aynı kaçak debi değerini verdiğini belirlemişlerdir. En büyük farkın 4,29 mm ile 6,44 mm arasında olduğunu artan petek boyutu ile kaçak debinin yaklaşık %17 arttığını belirlemişlerdir. Diş kalınlığının değişimini incelediklerinde, artan diş kalınlığı ile kaçak debinin küçük açıklıklarda daha çok azaldığını belirlemişlerdir. Büyük açıklıklarda artan diş kalınlığının etkisinin az olduğunu belirlemişlerdir.

Nayak ve Dutta [25], bal peteği-labirent sızdırmazlık elemanı için değişen açıklık, basınç oranı ve petek boyutu sonucunda kaçak debide ve akış ısıtmasında (windage heating) meydana gelen değişimleri HAD analizi ile incelemişlerdir. Çalışmaları için Collins vd. [16] keçe geometrisini, HAD modellerinin doğruluğu için test verilerini kullanmışlardır. HAD analizlerinde RNG k-ϵ türbülans modelini kullandıklarını ancak test-HAD analizi sonuçlarının birbiriyle uyuşması için Schmidt sayısını değiştirdiklerini belirtmişlerdir. Türbülans modeli seçiminin kaçak debi üzerinde %15'lik bir etkiye sahip olduğunu belirtmişlerdir. HAD modeli doğrulama çalışmasından sonra öncelikle farklı açıklıklar ve farklı petek ölçüleri üzerinde çalışmalar yapmışlardır. Yaptıkları bu çalışmalar sonucunda 0,25 mm açıklık için 0,8 mm petek yerine 3,2 mm petekli bal peteği kullanımının %65'lik baypas etkisine sahip olduğunu, büyük açıklıklarda bu etkinin %5 olduğunu belirlemişlerdir. Akış parametresini (flow parameter) bal peteği bulunan ve bulunmayan durumlar için farklı açıklıklarda incelediklerinde, küçük açıklıkta (0,25 mm) en küçük akış parametresini 0,8 mm petek ölçüsünün verdiğini, en büyük akış parametresini ise 3,2 mm petek ölçüsünün verdiğini belirlemişlerdir. Ancak 0,5 mm ile 2 mm açıklık miktarlarında en küçük akış parametresini 3,2 mm petek ölçüsünün, en büyük akış parametresini ise bal peteği bulunmayan durumlarda elde ettiklerini belirtmişlerdir. 3,2 mm petek ölçüsü için farklı basınç oranları ve farklı açıklıklarda akış parametresini incelediklerinde, basınç oranın 2,5'e kadar artması ile tüm açıklıklarda akış parametresinin arttığını, 2,5'den sonra akışın boğulması nedeniyle akış parametresinin sabit kaldığını belirlemişlerdir. HAD analizleri sonucunda 3,2 mm petek ölçüsünün 0,8 mm petek ölçüsüne göre küçük açıklık miktarlarında, girdap (swirl) değerinde daha düşük girdap, akış ısıtması (windage heating) değerinde daha büyük sonuçlar verdiğini belirlemişlerdir. 3,2 mm petek ölçüsünün 0,8 mm petek ölçüsüne oranla daha yüksek akış ısıtma sonucu verdiğini, bunun nedeninin yüksek stator direnci ve yüksek rotor-

akışkan kütle etkileşiminin neden olduğunu belirtmişlerdir. Artan açıklık ile bal peteği bulunan durumlarda, girdap ve akış ısıtma farklarının azaldığını belirtmişlerdir.

Nayak ve Dutta [26], çalışmalarında bal peteği-labirent keçe ve labirent keçe için aşınma durumlarında kaçak debinin ve akış ısıtmasının (windage heating) değişimini incelemişlerdir. Yaptıkları çalışma bir önceki Nayak ve Dutta [25] çalışmasının devamı niteliğindedir. Çalışmalarında bal peteği bulunmayan durum ve üç farklı petek ölçüsüne sahip (0,8 mm, 1,6 mm, 3,2 mm) bal peteği bulunan durumları incelemişlerdir. Önceki [25] çalışmalarında olduğu gibi RNG k-ϵ türbülans modelindeki Schmidt sayısını değiştirerek daha iyi test-HAD analiz sonuçları uyumu elde etmişlerdir. Aşınma durumları için öncelikle iki farklı petek ölçüsünde aşınma olması ve olmaması durumlarını incelemişler, aşınma durumunda akışın petek içlerine yönelmeden diş üstünden geçerek labirent keçe diş aralarındaki boşluğa ilerlediğini belirlemişlerdir. Aşınma durumları için akış parametrelerini incelediklerinde, aşınma olmayan önceki duruma göre bal peteği bulunan ve bulunmayan tüm durumlar için aşınma sonrası akış parametresinin daha büyük çıktığını belirlemişlerdir. Ancak bal peteği bulunan durumlarda, bal peteği bulunmayan durumlara nazaran akış parametresi artışının daha az olduğunu belirlemişlerdir. Aşınma durumunda açıklığın 0,25 mm'den 2 mm'ye büyümesi sırasında tüm stator konfigürasyonları için akış parametresinin azaldığını belirlemişlerdir. Aşınma durumu ve aşınma olmayan durumlar için labirent keçe dişler arasındaki boşluklarda meydana gelen girdap sonuçlarını incelediklerinde, aşınma durumunda girdap oluşumunun artığını ve akış ısıtmasının azaldığını belirlemişlerdir. Özellikle küçük açıklık miktarları (0,25 mm) ve büyük petek boyutunda (3,2 mm) önemli olduğunu belirtmişlerdir. Artan açıklık ile girdap oluşumunun azaldığını belirtmişlerdir. Aşınma durumları için akış ısıtmasını inceldiklerinde tüm stator konfigürasyonları için %5-20 azalma olduğunu belirlemişlerdir. Maksimum azalmanın 0,25 mm açıklık için 3,2 mm petek boyutunda meydana geldiğini belirlemişlerdir. Bu azalmanın, labirent keçe boşluklarında ki girdap oluşumunun artması ile rotor ve akışkan arasındaki bağıl hızın azalması sonucunda daha düşük viskoz direncinin olması nedeniyle olabileceğini belirtmişlerdir.

Rapisarda vd.[27], çalışmalarında kademeli bal peteği-labirent keçelerde labirent keçe dişlerinin ön tarafında (akışa ters yöndeki yüzü) radyüs (yuvarlatma) olması durumları ve dişlerin pozisyon değişiminin (kademelerin dişlere olan mesafesi) sızdırmazlık performansı üzerindeki etkilerini sayısal analiz metoduyla incelemişlerdir. Gerçek uygulamalarda rotor milinin dönüşü nedeniyle teğetsel hızlara maruz kalan havanın keçeye nüfuz ederken (giriş yaparken) ön girdap (preswirl) ile nüfuz ettiğini, bu nedenle çalışmalarında ön girdabında etkilerini incelemiş ve ön girdap katsayısı ile tanımlama yapmışlardır. Analizler sonucunda artan radyüs değeri ile kaçak debinin, bal peteği bulunan ve bulunmayan her iki durum içinde arttığını belirlemişlerdir. Ancak bal peteği bulunan durumlarda kaçak debinin bal peteği bulunmayan duruma göre daha fazla olduğunu belirlemişlerdir. Ters akış durumu için bal peteği bulunan ve bulunmayan durumları incelediklerinde, artan diş üstü radyüsü ile kaçak debinin arttığını ancak bal peteği keçelerde artışın daha az olduğunu belirlemişlerdir. Çalışmalarında ikinci aşama olarak basamaklı labirent keçe diş ucu ile basmak duvarı arasındaki mesafenin değişimini incelemişlerdir. Bal peteği bulunmayan durum için diş ucu-basamak mesafesinin diş hatvesine oranının 0,625 olana kadar kaçak debinin düzensiz bir azalma gösterdiğini, 0,625 den sonra artığını belirlemişlerdir. Bal peteği bulunan durumlarda, diş-basamak mesafesinin diş hatvesine oranının 0,375 olana kadar kaçak debinin azaldığını, 0,375 ile 0,625 aralığında düzgün bir artış gösterirken 0,625'den sonra ani bir artış gösterdiğini belirlemişlerdir. Ancak bal peteği bulunan durumda tüm diş-basmak mesafeleri için kaçak debinin bal peteği bulunmayan duruma göre fazla çıktığını belirlemişlerdir. Bal peteği bulunan durumla bal peteği bulunmayan durumu karşılaştırdıklarında, bal peteği bulunmayan durumda akışın daha çok kademeli şekilde sonraki dişe yönlendirildiğini bu yüzden kaçak debinin daha az çıktığını belirlemişlerdir. Ters akış durumu için inceleme yaptıklarında bal peteği bulunan ve bulunmayan her iki durum içinde diş-basamak mesafesinin artması ile kaçak debinin azaldığını belirlemişlerdir.

1.5. Tezin Amacı ve Kapsam

Gaz türbinlerinin savunma sanayii, havacılık, enerji ve endüstriyel sektörlerde kritik kullanımı giderek artmaktadır. Verim, performans, güvenilirlik ve ömür gibi

konulardaki baskılar gaz türbinleri ve bileşenleri konusunda araştırmalara ivme kazandırmıştır. Gaz türbinlerinin uzun ömürlü, verimli, güvenli ve türbinden istenen gücün elde edilmesinde sızdırmazlık elemanları kilit rol oynayan elemanlardan biridir.

Bu tezin amacı, gaz türbinlerinde kullanılan bal peteği sızdırmazlık elemanının kaçak debi performansını geometrik boyutların ve çalışma şartlarının fonksiyonu olarak belirlemektir. Geometrik boyut olarak en önemli parametre petek boyutudur. Çalışma şartı olarak ise açıklık ve rotor hızı incelenmiştir. İnceleme HAD analizleri ile yapılmıştır.

HAD analizleri, ANSYS CFX v.16 programında yapılmıştır. Petek boyutunun kaçak debiye etkisini incelemek için petek boyutları olarak yaygın kullanılan ve imal edilebilir boyutlar olarak HC_s=1/32", 1/16" ve 1/8" (0,793 mm, 1,588 mm ve 3,175 mm) alınmıştır. Açıklık olarak ise yine labirent diş-bal peteği ikilisi için olası pratik değerler olan 0,127 mm, 0,254 mm, 0,508 mm alınmıştır. Rotor hızı olarak ise yine uygulamalarda yaygın olarak görülen yüzey hızları olarak 0, 3774, 7548 rpm (0, 100, 200 m/s) dikkate alınmıştır. Gerçekleştirilen analiz sonuçları karşılaştırılarak petek boyutu, açıklık ve rotor hızının bal peteği keçenin kaçak debi performansına etkisi belirlenmiştir.

2. SIZDIRMAZLIK ELEMANLARI İÇİN AKIŞ ANALİZ YÖNTEMLERİ

Türbinlerin değişken çalışma koşullarında ve değişen geometrilerde sızdırmazlık elemanlarının performansını belirlemek türbin tasarımında bir gerekliliktir. Bal peteği-labirent keçe akış analizi için kullanılagelen yöntemleri genel olarak üç grupta toplamak mümkündür. Bunlar;

- Analitik akış analiz yöntemleri
- Deneysel akış analiz yöntemleri
- Sayısal akış analiz yöntemleri

Analitik akış yöntemlerinde 1-boyutlu korelasyonlar yardımı ile sızdırmazlık elemanlarında kaçak debi hesabı yapılmaktadır.

Deneysel akış analiz yöntemlerinde sızdırmazlık elemanları gaz türbinindeki uygulama yerindeki şartlar bir deney tesisatında taklit edilerek test edilmektedir. Deneysel yöntemde türbin şartları ne kadar iyi taklit edilirse ve doğru yapıldığından emin olunan deneyler ile en gerçekçi veriler elde edilebilir.

Sayısal akış yöntemlerinde, sızdırmazlık elemanının bulunduğu türbin bölgesi ve çalışma şartları modellenerek akışı temsil eden tüm korunum denklemleri çözülmektedir.

Bu tez çalışmasında analitik ve sayısal akış yöntemleri ile çalışılmış, deneysel veriler ile karşılaştırılıp doğruluğundan emin olunan analiz yöntemleri yardımıyla değişen bal peteği keçe geometrisi ve bal peteği keçe çalışma şartlarında incelemeler sayısal olarak yapılmıştır.

2.1. Analitik Akış Analiz Yöntemleri

Analitik akış analiz yöntemlerinin temeli, sızdırmazlık elemanında akış yolunun kısılması ile oluşan basınç değişimine dayanmaktadır. Sızdırmazlık elemanının bulunduğu kısılma bölgesinde basınç düşmektedir. Burada, kesit daralmasına göre debi ölçümünde kullanılan orifismetrelere benzer bir yapı oluşmaktadır. Orifismetrelerde, 1-Boyutlu akış kabulü ile Bernoulli denklemi ile kaçak debi hesaplanabilmektedir.

Şekil 2.1'de gösterilen tipik bir kesit daralmasına yönelik bir akım çizgisi boyunca sürtünmelerin dahil edildiği Bernoulli denklemi genel olarak aşağıdaki şekildedir;

$$g\frac{dz}{ds}+\frac{1}{\rho}\frac{dP}{ds}+\frac{\tau}{\rho}\frac{dp}{dA}+\frac{1}{2}\frac{d\left(V^2\right)}{ds}=0 \tag{2.1}$$

Sürtünme kuvvetleri ihmal edilerek denklem düzenlenirse;

$$\frac{d}{ds}\left(gz+\frac{P}{\rho}+\frac{V^2}{2}\right)=0 \tag{2.2}$$

denklemi elde edilir.

Sızdırmazlık elemanlarının uygulama bölgelerindeki gaz akışında basınç ve sıcaklık değişimiyle akışkan yoğunluğu değişmektedir. Bu nedenle sızdırmazlık elemanlarında akış, daimi rejimde sıkıştırılabilir akış olarak ele alınmaktadır. Denklem 2.2 yoğunluğun değişken olduğu sıkıştırılabilir akış ve sabit yoğunlukta sıkıştırılamaz akış için düzenlenebilir.

Daimi, sıkıştırılabilir akışta Bernoulli denklemi entegre edilirse;

$$gz+\frac{V^2}{2}+\int\frac{dP}{\rho}=\text{sabit} \tag{2.3}$$

şeklinde yazılır. Bu denklemde izentropik ve eş sıcaklıklı akış yaklaşımları kullanılmıştır.

İzentropik akış yaklaşımı gerçek akışa yakın bir yaklaşımdır. İzentropik akış için basınç ve yoğunluk ilişkisi;

$$\frac{P}{\rho^{k}} = c = \text{sabit} \tag{2.4.}$$

şeklindedir. Denklem 2.4'de ki $k = c_p / c_v$ özgül ısı oranıdır. Denklem 2.4, denklem 2.3'te yerine yazılırsa Bernoulli denklemi;

$$gz + \frac{V^2}{2} + \frac{k}{k-1} \cdot \frac{P}{\rho} = \text{sabit} \tag{2.5}$$

halini alır ve bu denklem izentropik akışta Bernoulli denklemini ifade eder.

Sıcaklığın sabit olduğu akışlar için Bernoulli denklemi için aşağıdaki basınç-yoğunluk ilişkisi;

$$P = \rho RT \tag{2.6.}$$

kullanılarak denklem 2.3'te yerine yazılırsa Bernoulli denklemi;

$$gz + \frac{V^2}{2} + \frac{P}{\rho} \ln P = \text{sabit} \tag{2.7}$$

halini alır ve bu denklem eş sıcaklıklı akış için Bernoulli denklemini ifade eder. Elde edilen bu denklemler kesit daralması ile debi ölçümünde kullanılmaktadır.

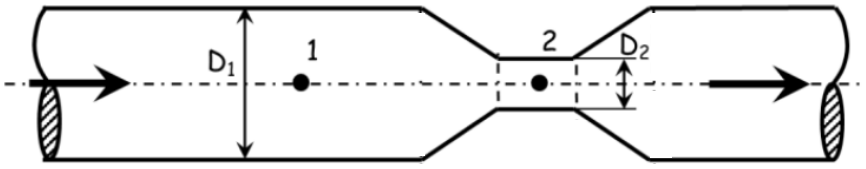
Kesit daralması ile debi ölçümü için aşağıdaki Şekil 2.1'de örnek görseldeki gibi kesit daraltılmaktadır. Kesitin daraldığı bölgede basınç düşer ve hız artar. Geniş ve dar kesit

alan oranı ile basınç farkı ölçümü sayesinde dar kesitte hız hesaplanabilir. Elde edilen bu hız süreklilik denkleminde kesit alanı ile çarpılarak debi elde edilir.

Sıkıştırılabilir-izentropik akış kabulü ile geliştirilen debi hesabında, sızdırmazlık elemanlarının debi hesabında kullanılan kolerasyonların temelini oluşturan Venant denklemi, Şekil 2.1'e göre 1 ve 2 noktası arasında süreklilik ve Bernoulli denklemleri sıkıştırılamaz akış için yazılırsa, kaçak debi;

$$\dot{m}_{gerçek} = c_d \cdot \rho \cdot A_2 \cdot \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho(1-\beta^4)}} \tag{2.8}$$

şeklindedir. Bu denklemdeki c_d (debi katsayısı) deneysel olarak belirlenir ve literatürde bağıntılar mevcuttur.



Şekil 2.1. Kesit daralması ile debi ölçüm şeması

Benzer yöntemle sıkıştırılabilir izentropik akış için kesitten geçen teorik ve gerçek debi denklemleri aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir;

$$\dot{m}_{teorik} = \frac{P_1 A_2}{\sqrt{kRT_1}} \frac{\sqrt{\frac{2k^2}{k-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}}{\sqrt{1-\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}}\left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \tag{2.9}$$

$$\dot{m}_{gerçek} = c_d \cdot \rho_2 \cdot A_2 \cdot V_2 = c_d \cdot \rho_2 \cdot A_2 \cdot \sqrt{\frac{\frac{2k}{k-1}\frac{P_1}{\rho_1}\left(1-\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k}\right)}{1-\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{2/k}\beta^4}} \qquad (2.10)$$

Denklem 2.10'daki c_d değeri deneysel yöntemler ile elde edilen edilmektedir ve literatürde bağıntılar bulunmaktadır. Elde edilen bu analitik denklemler sızdırmazlık eleman kaçak debi analitik korelasyonları olarak kullanılmaktadır.

2.2. Sayısal Akış Analiz Yöntemleri

Sayısal akış analiz yöntemleri (HAD analizleri) birçok uygulamada tercih edilen yöntemlerden birisidir. HAD analizlerinde, deneysel ve gerçek uygulama şartlarına yakın analizlerin gerçekleştirilebilmesi ve özellikle akış görselleştirilmesi nedenlerinden dolayı yaygın kullanılmaktadır.

Tez çalışmasında açık literatürden elde edilen test verileri ile HAD analiz sonuçları karşılaştırılmış, test verilerine yakınlığından emin olduktan sonra HAD analizleri ile bal peteği sızdırmazlık elemanı HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Tez kapsamında yapılan HAD analizleri Ansys-CFX v.16 yazılımında yapılmıştır. HAD analizlerinde hava akış fiziğine uygun kütlenin korunumu, momentumun korunumu denklemleri ile sıkıştırılamaz akışta yoğunluğun değişimine sıcaklığın etkisi için enerji korunum denklemleri çözülmüştür. Bu denklemler sürekli rejimde, daimi sıkıştırılabilir akış için kartezyen koordinatlarda çözülmüştür. Ansys-CFX v.16 yazılımında çözüm için kullanılan genel korunum denklemleri aşağıdaki şekildedir [31].

Süreklilik denklemi için;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \qquad (2.11)$$

denklemi kullanılmakta ve buradaki ∇ ifadesi;

$$\nabla = \left[\frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z} \right] \tag{2.12}$$

şeklindedir.

Momentum denklemi için;

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + S_M \tag{2.13}$$

denklemi kullanılmakta ve buradaki S_M ifadesi momentum kaynak terimini, τ ifadesi ise gerilme tensörü olarak tanımlanmakta ve τ ifadesi;

$$\tau = \mu \left(\nabla U + (\nabla U)^T - \frac{2}{3} \delta \cdot \nabla \cdot U \right) \tag{2.14}$$

şeklindedir.

Enerji denklemi için toplam enerji ve termal enerji olarak iki ayrı denklem çözümü yapılmaktadır. Toplam enerji denklemi;

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (U \cdot t) + U \cdot S_M + S_E \tag{2.15}$$

şeklindedir. Burada S_M momentum kaynak terimini, S_E ise enerji kaynak terimini ifade etmektedir. Termal enerji denklemi ise;

$$\frac{\partial(\rho K)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U K) = -U \cdot \nabla p + U \cdot (\nabla \cdot \tau) + U \cdot S_M \tag{2.16}$$

şeklindedir ve buradaki S_M momentum kaynak terimini, K ise mekanik enerjiyi ifade etmektedir.

2.3. Deneysel Akış Analiz Yöntemleri

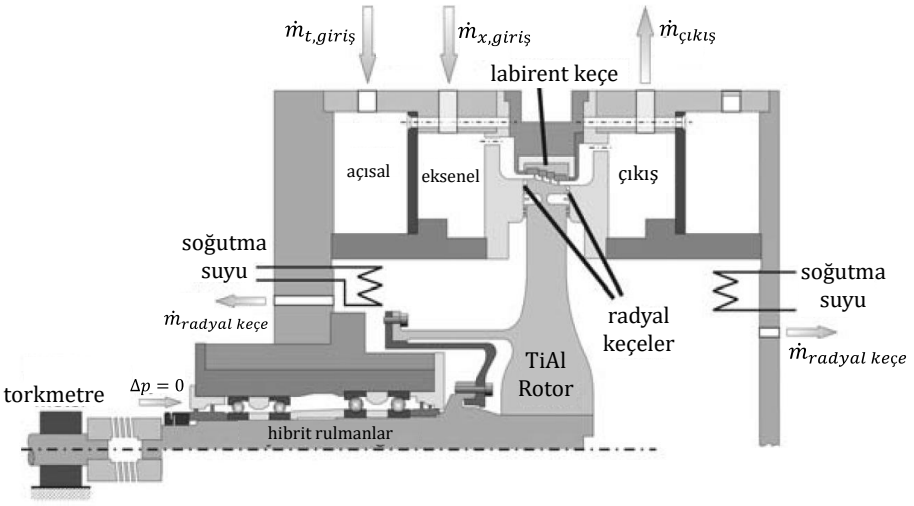
Deneysel akış analiz yöntemi bal peteği sızdırmazlık elemanları için kaçak debinin belirlenmesinde uygulamaya en yakın sonuçları veren yöntemdir. Deneysel yöntemlerde gaz türbinli motor uygulamaları şartlarının sağlanabilmesi nedeniyle elde edilen sonuçlar sızdırmazlık performansı için en doğru sonuçlar kabul edilebilir.

Deneysel analiz yönteminde sızdırmazlık elemanının çalışma şartlarında testler yapılabilmektedir. Değişen basınç oranlarında, rotor dönüş hızlarında, hava sıcaklıklarında deneyler yapılabilmesi sızdırmazlık eleman tasarımında en iyi geri dönüşleri elde etmeyi sağlamaktadır. Deneysel yöntemler için kullanılan test düzeneği için örnek bir görsel aşağıdaki Şekil 2.2'de gösterilmiştir.



Şekil 2.2. Sızdırmazlık elemanı deney düzeneği [30]

Tez çalışması kapsamında HAD analiz sonuçlarının karşılaştırıldığı Denecke vd. [15] yapmış olduğu çalışmada kullanılan test düzeneğinin şeması aşağıdaki Şekil 2.3'te görülmektedir.



Şekil 2.3. Tez çalışması kapsamında referans alınan çalışmadaki test düzeneği şeması [15]

Deneysel analiz yöntemlerinde elde edilen sonuçlar her ne kadar gerçek uygulamalara yakın değerler olsa da testlerin yapılması hem zaman hem de belirli maliyetleri gerektirmektedir. Testlerin yapılması sırasında ölçü aletlerinin kalibrasyonunun bozulması, testi gerçekleştiren kişilerin yapabileceği okuma hataları gibi olumsuz etkilerin meydana gelebilecek olmasına rağmen gerçek uygulamalara en yakın sonuçlar deneysel analiz yöntemlerinden elde edilmektedir.

3. BAL PETEĞİ KEÇE HAD ANALİZ MATRİSİ ve HAD MODELİ

Tezde balpeteği keçenin sızdırmazlık performansı sayısal yöntem olan HAD analizleri belirlenmiştir. Bu bölümde yapılan tüm analizleri içeren HAD analiz matrisi ve HAD modeli açıklanmıştır.

3.1. Bal Peteği Keçe Analiz Matrisi

Bal peteği ile labirent dişlerin birlikte uygulamasının tipik şeması Şekil 3.1 ve Şekil 3.2'de gösterilmiştir. Bal peteği keçe uygulaması yüksek ve düşük basınç bölgeleri arasına karşılıklı olarak yerleştirilen labirent dişler ve peteklerden oluşmaktadır. Labirent dişler rotor üzerine işlenmiştir. Bal petekleri ise statora yerleştirilmiştir. Dişler ile petekler arasında elde edilen kısılmış açıklık hava kaçışını engellemektedir. Diş hatveleri ve petekler içinde oluşan girdaplar da akışın kinetik enerjisini kırarak hava akışını azaltıcı etki yapmaktadır.

Bal peteği uygulamasında kaçak debi performansını etkileyen parametreler aşağıdaki gibi iki grup altında listelenebilir:

1) Geometrik parametreler
    A) Petek boyutları
        a) Petek boyutu
        b) Petek derinliği
        c) Petek duvar kalınlığı
    B) Labirent diş boyutları
        a) Diş sayısı
        b) Diş yüksekliği
        c) Diş hatvesi
        d) Diş uç kalınlığı / köşe yuvarlama çapı
        e) Diş dip kalınlığı / köşe yuvarlama çapı
2) Çalışma şartları
    a) Basınç farkı
    b) Sıcaklık

c) Rotor hızı
d) Açıklık

Bu parametrelere Şekil 3.1'de gösterilerek sembol atamaları yapılmıştır. Kaçak debiye etki eden parametre sayısı oldukça fazladır.

Bu tez kapsamında bal peteği sızdırmazlık elemanının kaçak debi performansı;

- Bal peteği boyutu,
- Açıklık,
- Rotor dönme hızına,

göre HAD analizleri ile incelenmiştir. Bu inceleme parametrelerinin değerleri literatürde yaygın kullanılan balpeteği keçe uygulamaları dikkate alınarak belirlenmiştir. Literatürdeki bu parametrelerin değerleri Şekil 1.13'te listelenmişti. Labirent diş boyutları literatürden alınmıştır [15].

Petek boyutunun kaçak debiye etkisini incelemek için petek boyutları olarak yaygın kullanılan ve imal edilebilir boyutlar olarak HC_s=1/32"; 1/16" ve 1/8" (0,793 mm; 1,588 mm ve 3,175 mm) değerleri alınmıştır. Bal peteği boyutlarından petek derinliği (d_h=4,2 mm) ve petek duvar kalınlığı (folyo kalınlığı, t_w=0,102 mm) piyasadaki bal petekleri incelenerek genel ortalama değerlerde sabit tutulmuştur.

Labirent diş uç kalınlığı ise 0,4 mm olarak alınmıştır.

Açıklık olarak ise yine labirent diş-bal peteği ikilisi için olası pratik değerler olan C_r=0,127 mm; 0,254 mm; 0,508 mm alınmıştır.

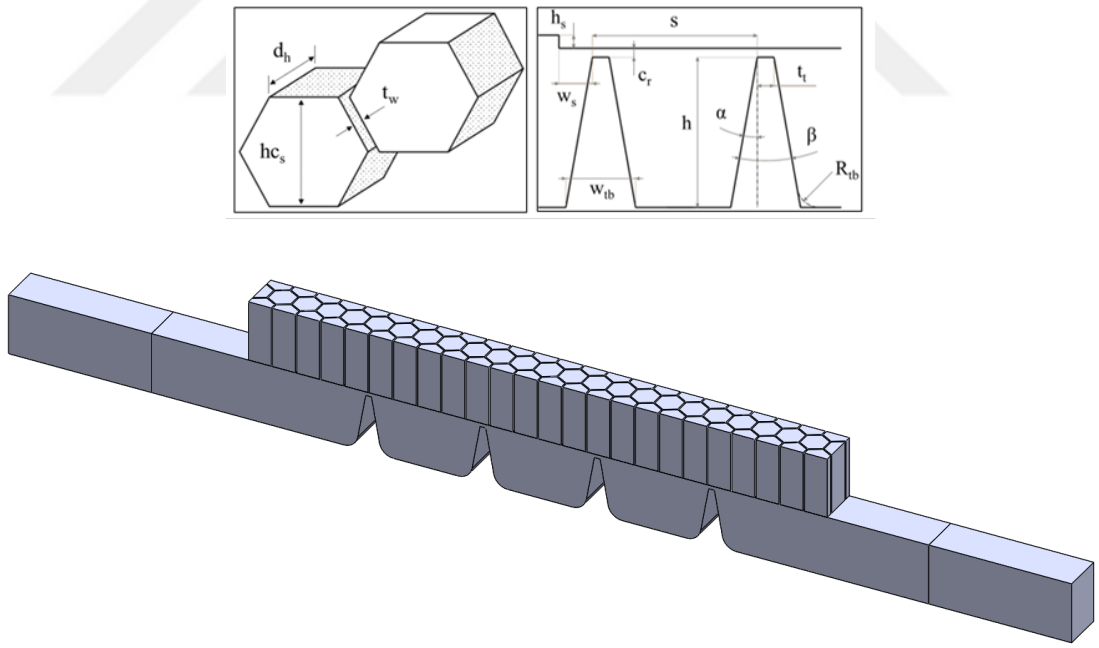
Seçilen bu ölçülere göre çizilmiş bal peteği keçenin teknik resmi Şekil 3.2'de gösterilmiştir.

Rotor hızı olarak ise yine uygulamalarda yaygın olarak görülen yüzey hızları (n=0; 3774; 7548 rpm) (v_t=0; 100; 200 m/s) dikkate alınmıştır.

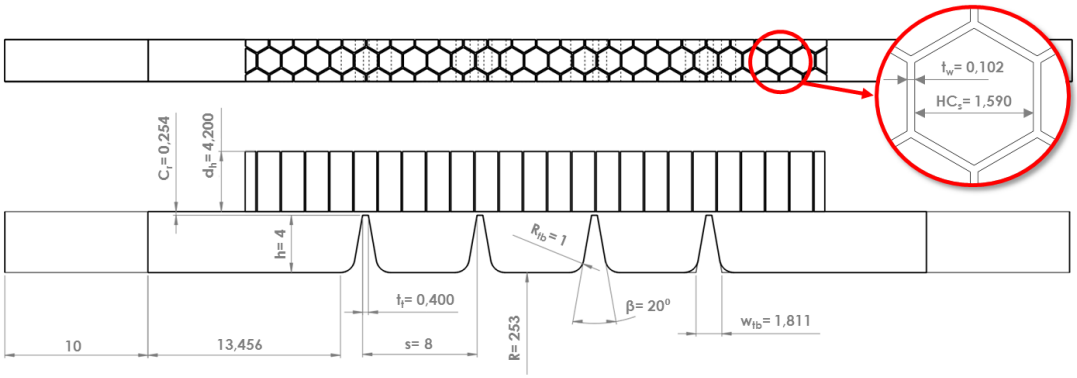
Tez kapsamında yapılacak analiz parametreleri ve analiz matrisi aşağıda Çizelge 3.1'de listelenmiştir. Bu çizelge, HAD analizlerinde kullanılan tüm parametreleri içermektedir.

Bu çalışmadaki yalın amaç, bal peteği boyutlarının kaçak debiye etkisinin incelenmesi olduğundan diğer parametreler sabit tutulmuştur. Bu sebeple, analizlerde labirent diş ölçüleri sabit alınmıştır. Labirent diş ölçüleri, literatürde türbin uygulamalarında sıkça kullanılan genel ölçüler alınmıştır. Labirent diş sayısı olarak ise yine tipik bir uygulama olarak dört diş dikkate alınmıştır. Basınç oranı olarak 1,5 kullanılmıştır. Hava sıcaklığı, oda sıcaklığı olarak alınmıştır.

Seçilen tüm bal peteği boyutları için oluşturulan teknik resimler Şekil 3.3'de gösterilmiştir.



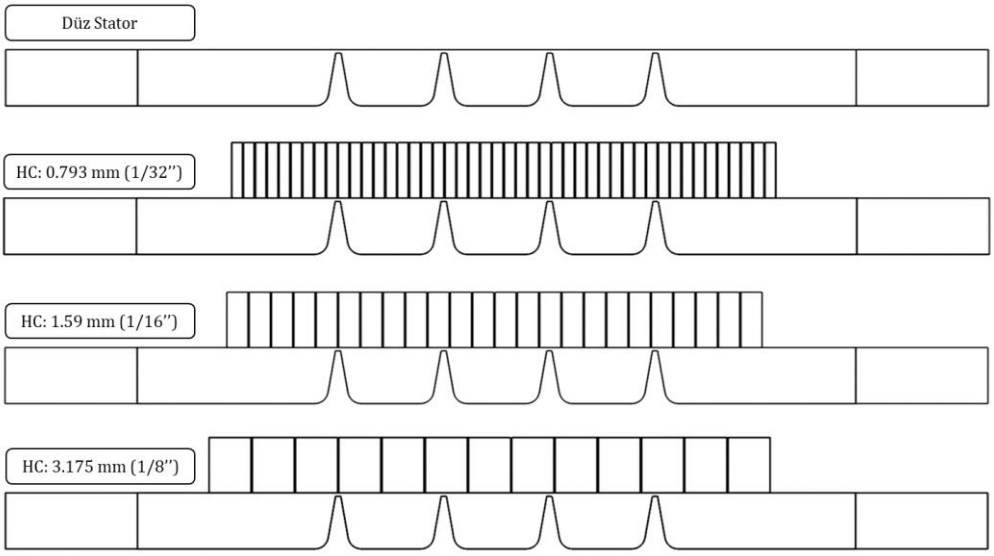
Şekil 3.1. Bal peteği keçe uygulamasının 3-boyutlu HAD modeli



Şekil 3.2. Bal peteği HAD modeli ölçüleri

Çizelge 3.1. HAD analiz parametreleri ve HAD analiz matrisi

Balpeteği Keçe Analiz Matrisi							
	#	Parametereler		Min.	Temel	Max.	Değerler
Bal Peteği Boyutları	1	Petek Boyutu	HC_s (mm)	1/32''	1/16''	1/8''	0,793 ; 1,590 ; 3,175
	2	Petek Derinliği	d_h (mm)	4,2	4,2	4,2	4,2
	3	Folyo Kalınlığı	t_w (mm)	0,102	0,102	0,102	0,102
Labirent Keçe Diş Boyutları	1	Diş Yüksekliği	h (mm)	4	4	4	4
	2	Diş Ucu Kalınlığı	t_t (mm)	0,4	0,4	0,4	0,4
	3	Diş Dibi Kalınlığı	w_{tb} (mm)	1,811	1,811	1,81	1,811
	4	Diş Hatvesi	s (mm)	8	8	8	8
	5	Diş Dibi Radius	R_{tb} (mm)	1	1	1	1
	6	Diş Açısı	β (^{0})	20	20	20	20
	7	Diş Sayısı	n_t	4	4	4	4
	8	Rotor Yarıçapı	R (mm)	253	253	253	253
Çalışma Şartları	1	Basınç Oranı	R_p	1,5	1,5	1,5	1,5
	2	Sıcaklık	T (^{0}C)	20	20	20	20
	3	Rotor Hızı	n (m/s)	0	0	200	0 ; 100 ; 200
	4	Açıklık	C_r (mm)	0,127	0,254	0,508	0,127 ; 0,254 ; 0,508



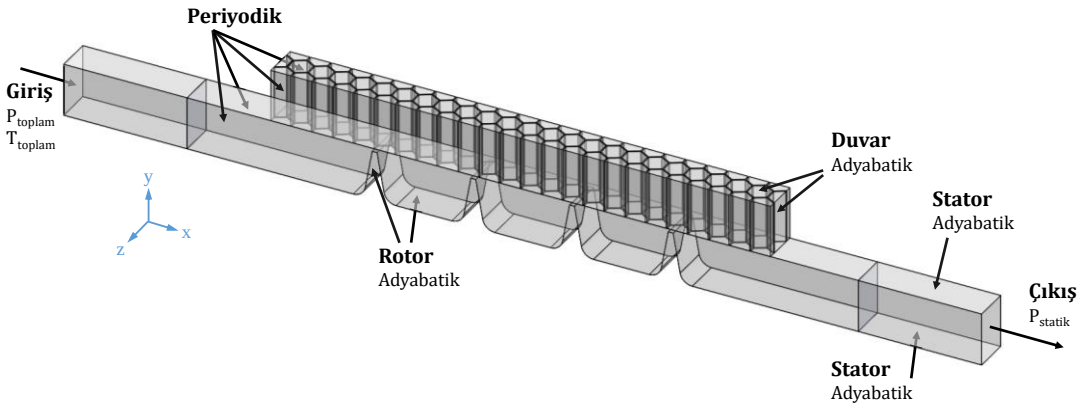
Şekil 3.3. Bal peteği boyutları için HAD modeli

3.2. Bal Peteği Keçe HAD Modeli

Bal peteği-labirent diş keçe uygulamasının tipik şeması Şekil 3.1'de ve ölçekli teknik resmi Şekil 3.2'de gösterilmişti. Labirent dişler rotor üzerine işlenmiştir. Bal petekleri ise statora yerleştirilmiştir. Silindirik rotor etrafına sarılmış bal petekleri silindirik koordinatlarda 3-boyutlu geometrik bir uygulama oluşturmaktadır. Uygulamadaki rotor çapı petek boyutu yanında oldukça büyük olduğundan silindirik yapı kartezyen koordinatlarda düz bir yapı gibi değerlendirilebilir. Böylece, 3-boyutlu kartezyen koordinatlardaki geometri dikkate alınmıştır. Dönme yönünde geometrik simetriklik bulunmaktadır ve bu yöndeki sınır şartları periyodik olarak tekrar etmektedir. Geometrik ve sınır şartı periyodikliği dikkate alınarak, geometrik tekrar eden en küçük yapı petekler için 1 adet tam, 2 adet yarım petek olacak şekilde gerçekleşmektedir. Bu şekilde oluşturulan 3-boyutlu kartezyen koordinatlardaki HAD modeli görünümü Şekil 3.4'te gösterilmiştir.

Oluşturulan HAD modelini ve uygulanan sınır şartlarını içeren bir şema Şekil 3.4'de gösterilmiştir. Giriş ve çıkış bölgeleri tam gelişmiş akış şartlarının oluşması için eksenel yönde uzatılmıştır. z ekseni yönündeki yüzeylere periyodik tekrar eden sınır

şartı uygulanmıştır. HAD modelinde kullanılan tüm tanımlamalar ve sınır şartları Çizelge 3.2'de listelenmiştir.



Şekil 3.4. HAD modeli sınır şartları

Çizelge 3.2. HAD modeli tanımlamaları

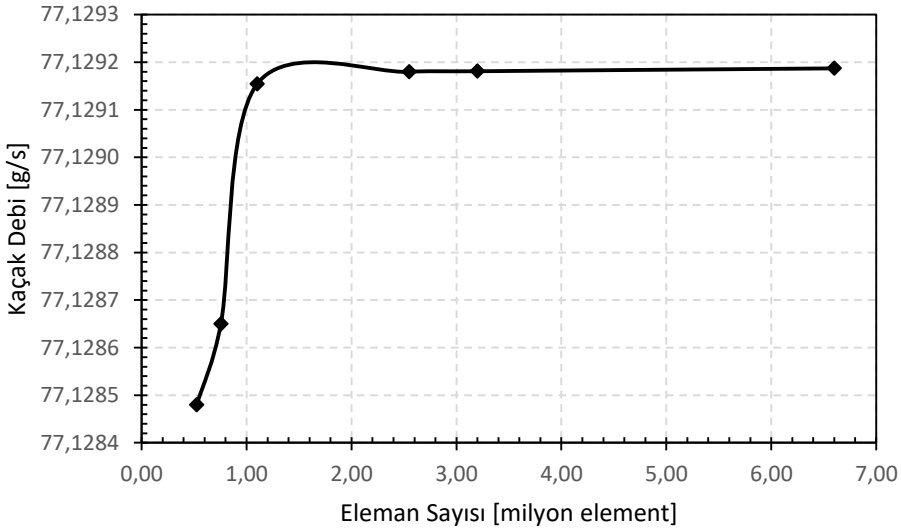
1)	Analiz tipi	- Sürekli durum (Steady State)
2)	Akışkan	- Hava, ideal gaz - Referans basıncı: 0 Pa"
3)	Akış modeli	- Isı transfer modeli: Termal enerji (Thermal Energy), Viskoz Etki aktifleştirdi. - Türbülanslı akış için "RNG k-Epsilon" türbülans modeli seçildi. - Duvar fonksiyonu: Ölçeklenebilir (Scalable)
4)	Giriş sınır şartı	- "Toplam Basınç" ve "Toplam Sıcaklık" tanımlandı. - Türbülans yoğunluğu: "Orta (Yoğunluk = %5)"
5)	Çıkış sınır şartı	- "Statik Basınç'' tanımlandı.
6)	Rotor sınır şartı	- Hareketli rotor durumu için "Kartezyen Koordinatlarda" sabit duvar hızı tanımlandı. - "Adyabatik" duvar tanımlaması yapıldı.
7)	Stator sınır şartı	- Hareketsiz sabit duvar tanımlaması yapıldı. - "Adyabatik" duvar tanımlaması yapıldı.
8)	Duvar sınır şartı	Bal peteği duvarları için; - Hareketsiz duvar tanımlaması yapıldı. - "Adyabatik" duvar tanımlaması yapıldı.
9)	Periyodik sınır şartı	- "Ötelemeli Periyodiklik (Transitional Periodicity)" tanımlaması yapıldı.

10)	Çözücü kontrolü	- Ayrıklaştırma Metodu (Advection Shceme): "High Resolution" metodu seçildi. - Türbülans Sayısalları (Turbulence Numerics): "First Order" metodu seçildi. - Yakınsama Kriteri: Süreklilik, Enerji, Momentum ve Türbülans Enerjisi için; "RMS (Root Mean Square), 10^{-6}" olarak ayarlandı.

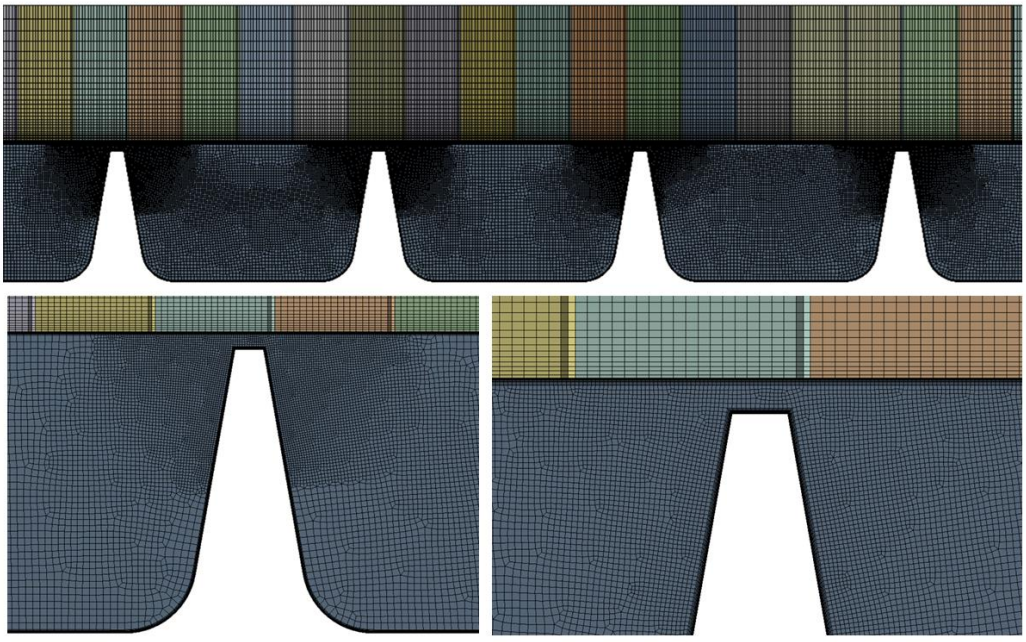
HAD modeli oluşturulmasında sınır bölgelerinin isimlendirilmesinden sonra çözüm ağının (mesh) oluşturulması aşamasına geçilmiştir. Mesh oluşturulmasında akış oluşumu tahminine göre gradyanların yüksek olacağı yerlere dikkat edilmiştir. Bu amaçla, labirent diş üstlerinde etki küresi (sphere of influence) ile yoğun mesh oluşturulmuştur. Ayrıca rotor yüzeyi üzerindeki bir tabakada da (inflation layer) sık mesh oluşturulmuştur. Sınır tabakadaki y+ değerlerinin kabul edilebilir seviyede olması için sık mesh oluşturulmuştur ve y+ değeri yaklaşık 1,8 seviyesindedir.

Programın mesh kontrolü kapsamında ve mesh oluşturulmasında harcanan en kısa zamanda oluşturulabilen eleman sayısı 6,6 milyon olmuştur. Şekil 3.5'de temel şartlar için (HC_s=1,59 mm, R_p=1,5, C_r=0,254 mm, v_t=0 m/s, n=4) eleman sayısına bağlı olarak kaçak debinin değişim grafiği görülmektedir. Literatürdeki birçok çalışmada yaklaşık 1 milyon elemanın yeterli olduğu belirtilmiştir. Şekil 3.6'da genel mesh yapısı ve labirent diş üstü mesh yapısı gösterilmiştir.

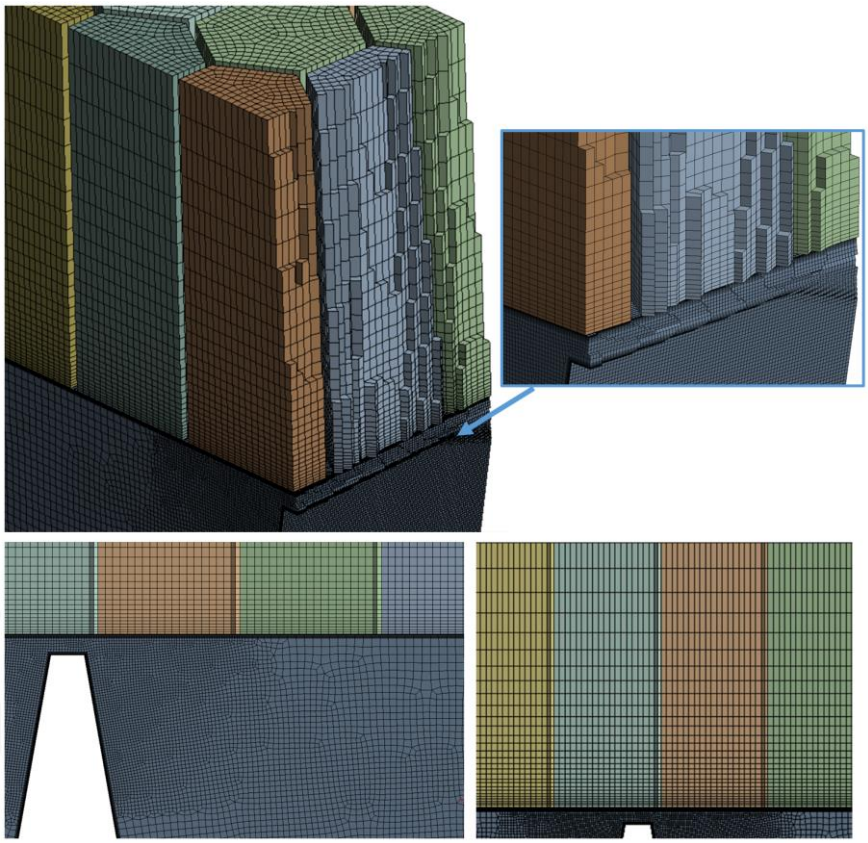
Bal peteği içerisine giren hava, petek gözlerinin son noktasına kadar ilerlemeden geri dönmektedir. Bu nedenle bal peteği girişinden itibaren giderek büyüyen mesh oluşturulmuştur. Şekil 3.7'de bal peteği bölgesi mesh yapısı görülmektedir. Ayrıca Şekil 3.8'de ise genel mesh görünümü için resimler bulunmaktadır. HAD analizleri mesh, ANSYS-Mesher v.16 programında oluşturulmuştur. Tez kapsamında yapılan HAD analizleri ANSYS-CFX v.16 programında yapılmıştır.



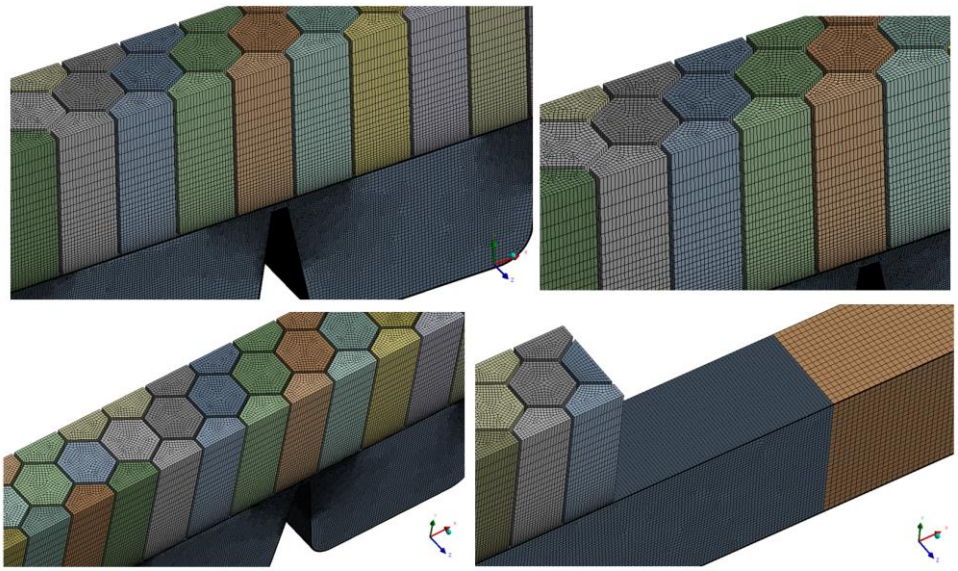
Şekil 3.5. Kaçak debinin eleman sayısına bağlı olarak değişimi



Şekil 3.6. Genel mesh yapısı ve labirent diş üstü mesh yapısı



Şekil 3.7. Bal peteği bölgesi mesh yapısı



Şekil 3.8. Mesh genel görünümleri

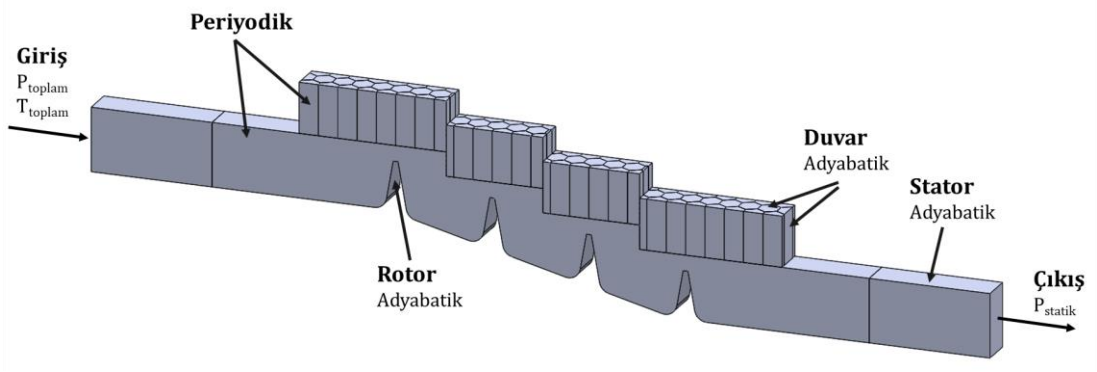
4. SONUÇLAR

Bu bölümde, öncelikle HAD analiz modeli sonuçları literatürdeki test verileri ile karşılaştırılarak doğrulaması yapılmıştır. Ardından, elde edilen sonuçlar sunulmuştur.

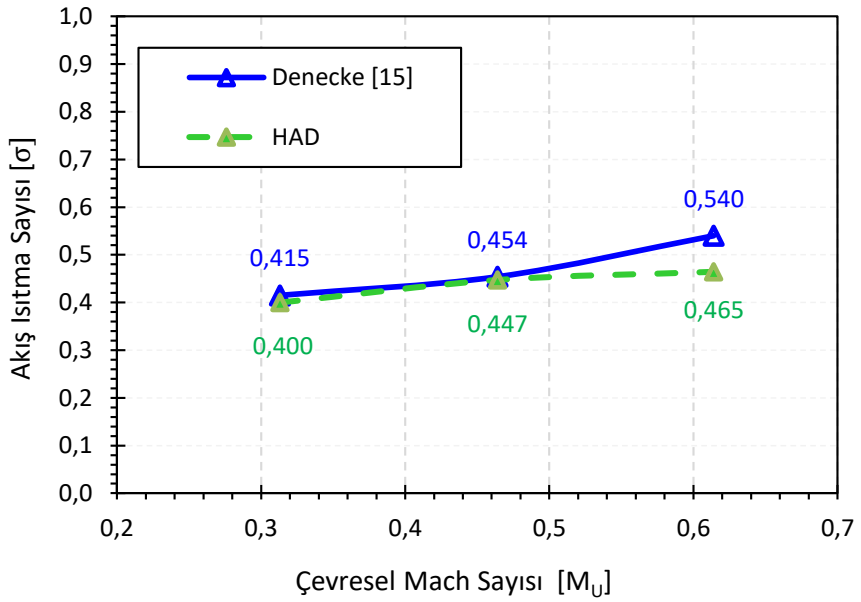
4.1. HAD Modeli Doğrulaması

Bal peteği sızdırmazlık elemanı HAD analizleri için açık literatürdeki çalışmalar incelenmiştir. Yapılan çalışmalar içerisinde, test verileri bulunan çalışmalar dikkate alınmıştır. Bu sayede tez kapsamında yapılacak HAD analiz sonuçları test verileri ile karşılaştırılmış olacaktır. Bu amaçla tüm verilerin açık bir şekilde verildiği Denecke [15] tarafından basamaklı keçe için yapılan çalışma kullanılmıştır. Bu karşılaştırma çalışmasında kullanılan HAD modeli geometrisi ve sınır şartları Şekil 4.1'de gösterilmiştir.

Denecke [15] HAD analizi sonuçlarını test verileri karşılaştırmıştır. Karşılaştırma parametresi olarak boyutsuz bir sayı olan akış ısıtma katsayısı (windage heating number [σ]) kullanılmıştır. 1/16" bal peteği için verilen test verileri Denecke'in makalesinden elde edilmiş ve oluşturulan HAD modeli ile karşılaştırılmıştır. Aşağıdaki Şekil 4.2'de karşılaştırma grafiği görülmektedir. Analizler, çevresel hıza göre tanımlanmış üç farklı Mach sayısı (circumferential Mach number) (0,31; 0,46; 0,61) için yapılmıştır. Bu Mach sayıları için test ile HAD modeli arasındaki kaçak debi fakları sırasıyla %3,6; %1,4 ve %13,9 seviyelerinde, ortalama fark ise %6,35 olarak elde edilmiştir. Bu fark değerleri çok büyük olmayıp HAD modelini doğrulamaktadır.



Şekil 4.1. Karşılaştırma amaçlı HAD modeli [15]



Şekil 4.2. HAD modelinin literatürdeki test verileri ile karşılaştırılması

4.2. Bal Peteği Keçe Geometrisinin Kaçak Debiye Etkisi

Bal peteği geometrisi olarak bal peteği boyutunun kaçak debideki etkileri aşağıda incelenmiştir.

4.2.1. Petek Boyutu

Bal peteği boyutları uygulama yerine göre farklı değerlerde kullanılmaktadır. Bu tez kapsamında açık literatürde ve uygulamada sıklıkla karşılaşılan petek boyutlarının kaçak debideki etkisi incelenmiştir. Bu amaçla, öncelikle bal peteği bulunmayan düz stator analizi yapılmıştır. Ardından, stator tarafına petek boyutu 1/32" (0,793 mm), 1/16" (1,59 mm) ve 1/8" (3,175 mm) olan bal peteği yerleştirilerek analizler yapılmıştır. Bu analizler temel şartlarda (R_p=1,5; C_r=0,254mm; v_t=0m/s) gerçekleştirilmiştir.

Analizlerden elde edilen kaçak debiler Şekil 4.3'te gösterilmiştir. Ayrıca, sızdırmazlık elemanları için sızdırmazlık performansının karşılaştırılmasında kullanılan akış fonksiyonu (flow function) hesaplanmış ve Şekil 4.4'de gösterilmiştir. Kullanılan akış fonksiyonunun denklemi aşağıdaki gibidir.

$$\phi = \frac{\dot{m}\sqrt{T_{giriş}}}{P_{giriş} A} \tag{4.1}$$

Burada: $\dot{m}$: Kaçak debi (kg/s)

$T_{giriş}$: Giriş sıcaklığı (K)

$P_{giriş}$: Giriş toplam basıncı (Pa)

A: Açıklık alanı (m^2)

Labirent dişlerin karşısına düz stator yerleştirildiğinde kaçak debi 67,28 g/s olarak hesaplanmıştır. Stator tarafına 1/32" büyüklüğündeki en küçük gözlü bal peteği yerleştirilince kaçak debi %6,69 azalma ile 63,06 g/s değerine düşmüştür. Ancak, büyük gözlü bal petekleri düz statora göre daha fazla kaçırmaktadır. 1/16" bal peteği %12,77 artışla 77,13 g/s kaçırmıştır. 1/8" bal peteği ise %46,24 artışla 125,15 g/s kaçırmıştır. Bal peteği uygulamasının kaçak debiyi azaltması en küçük gözlü 1/32" bal peteği için görülürken, 1/16" ve 1/8" bal peteklerinde kaçak debi ciddi miktarlarda

artmıştır. Bu davranışın sebepleri ile ilgili gözlemler, oluşan geometrik kısılma bölgesi ve akış alanı dikkate alınarak aşağıda açıklanmıştır.

Bal peteği keçedeki akış oluşumunu görsellemek amacıyla basınç dağılımı (Şekil 4.5), hız dağılımı (Şekil 4.6), Mach sayısı dağılımı (Şekil 4.7) ve hız vektörleri (Şekil 4.8 ve Şekil 4.9) grafikleri çizilmiştir. Ayrıca, açıklık ortasından geçen eksenel çizgi boyunca eksenel basınç grafiği (Şekil 4.10) ve eksenel hız grafiği de (Şekil 4.11) oluşturulmuştur.

Labirent dişlerin düz stator ile uygulandığı durumda, akış görsellerinde görüldüğü gibi, akış yüksek basınç tarafındaki geniş bölgeden ilk diş üssü açıklığındaki kısılma bölgesine doğru yönlenir. Kısılma ile hız artarken basınç düşer. Bu kısılma bölgesinden bir jet halinde çıkan akışın önemli kısmı ikinci dişteki açıklığa yönlenirken bir kısmı da dişler arasındaki hatve boşluğunda girdap oluşturur. Bu oluşum takip eden dişlerde tekrar eder ve son dişten jet halinde çıkan akış düşük basınç tarafındaki boşluğa genişler. Böylece, kısılma ve girdap oluşumları ile artırılmış sürtünme kuvvetleri akışın enerjisini kırar ve kaçak debi azaltılmış olur.

Labirent dişlerin karşısına bal peteğinin yerleştirilmesinin temelde iki amacı vardır. Birincisi, açıklıktan kaçan akışın tıpkı diş hatveleri arasında olduğu gibi bal peteği gözleri içinde girdap oluşturarak kinetik enerjisinin kırılması ve kaçak debinin azalmasıdır. Bu akış oluşumu Şekil 4.6-8'de görülmektedir. Bal peteği kullanımının bir diğer amacı ise motorun ilk çalışma, ısınma, ve durma gibi farklı çalışma şartlarında radyal ve eksenel yöndeki genleşmesi/daralması esnasında labirent dişlerin bal peteğine sürterek kolayca aşındırmasıdır. Bu sayede dönen rotor ile stator kilitlenme ve aşırı sürtünme ve diş aşınması önlenmektedir.

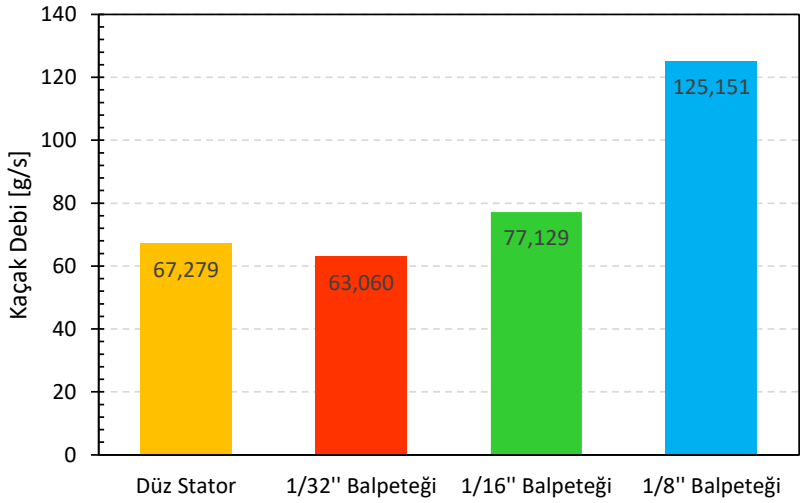
Bal peteği uygulamasında, bal peteği ile diş ucunun konumlanması doğrudan kısılmadaki en dar açıklığı belirlediğinden önemlidir. Diş uç kalınlığına göre petek gözünün konumlanmasına göre bu açıklık belli bölgelerde artabilir. Şekil 4.6'da açıklığın büyük gözlü bal peteklerinde arttığı görülmektedir. Bu açıklık artışı kaçak debiyi artıracaktır. Ayrıca, bal peteğinin kaçak debiye etkisinde bir diğer mekanizma ise, akışın daha fazla petek gözü ile karşılaşması ile akış düzeni daha fazla bozulacak,

sürtünmeler artacak ve akışın enerjisi daha fazla kırılacak ve kaçak debinin azalması sağlanacaktır. Şekil 4.6-8'de görüldüğü gibi, 1/8" ve 1/16" petek gözleri için akışkan petek içlerine daha etkin yönlenmiştir. 1/32" petek gözünde ise akışkan petek içine daha az yönlenmesine rağmen daha fazla petek gözünü yalayarak akmaktadır ve bu etki ile kaçak debi diğer petek gözlerine göre düşük olmuş, benzer durum Li vd. [20] tarafından da paylaşılmıştır. Bu nedenle özellikle küçük açıklıklarda petek boyutunun belirlenmesi önem kazanmaktadır. Bu belirtim Schramm vd. [11] tarafından da paylaşılmıştır.

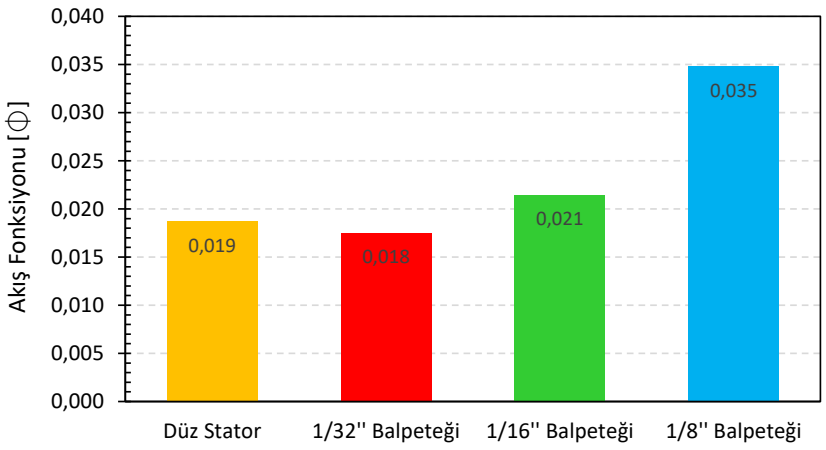
Şekil 4.9'da bal peteği keçede girişteki ilk labirent keçe diş bölgesindeki hız vektörleri görülmektedir. Bal peteği bulunmayan durumla kıyaslandığında, 1/32" petekte diğer petek boyutlarına göre (1/16" ve 1/8") akışkan dişler arasındaki hatve boşluğuna veya belirli petek gözleri yerine petek yüzeylerini yalayacak şekilde sonraki açıklığa yönelmektedir. Akışkan bu sayede daha fazla petek yüzeyi ile temas edebilmektedir. Düz stator durumunda dişler arasındaki hatve boşluğunda oluşan girdabın, 1/32" petekli duruma göre daha yoğun olduğu görülmektedir. Girdabın yoğun olması akışkanın daha fazla enerji kaybetmesine neden olacaktır. Bu girdap bölgelerinin sayısı Şekil 4.8'de görüleceği üzere üç adettir. Yani akışkanın enerji kaybı üç bölgede yoğun olacaktır. Fakat bal peteğinin bulunması akışkanın hem dişler arasındaki hatve bölgesinde meydana gelen girdaplarla hem de petek yüzeylerine temas etmesi ile enerji kaybetmesi nedeniyle kaçak debinin azalmasına neden olmaktadır. 1/16" ve 1/8" petek boyutlarında akışkanın belirli bölgelerde girdaplar oluşturması nedeniyle enerji kaybının 1/32" petek ölçüsüne göre daha az olmasına neden olmaktadır.

Şekil 4.5'te de değişen petek boyutlarına göre basınç dağılımları görülmektedir. Şekil 4.10'da ise açıklık ortasındaki eksenel basınç dağılımı çizilmiştir. Basınç yüksek basınçtan düşük basınca doğru dişlerde kademeli olarak azalmaktadır. Grafik incelendiğinde 1/32" petek boyutunda diğer petek boyutlarına kıyasla daha fazla basınç düşümü meydana gelmektedir. Bu sayede 1/32" petek boyutunda kaçak debi değeri diğer petek boyutlarına kıyasla daha küçük olmaktadır. En küçük basınç değeri düz stator durumunda görülmektedir. Şekil 4.11 incelendiğinde basınç düşümünün fazla olduğu noktalarda hız değerinin büyük olması labirent keçe dişlerinin ve petek

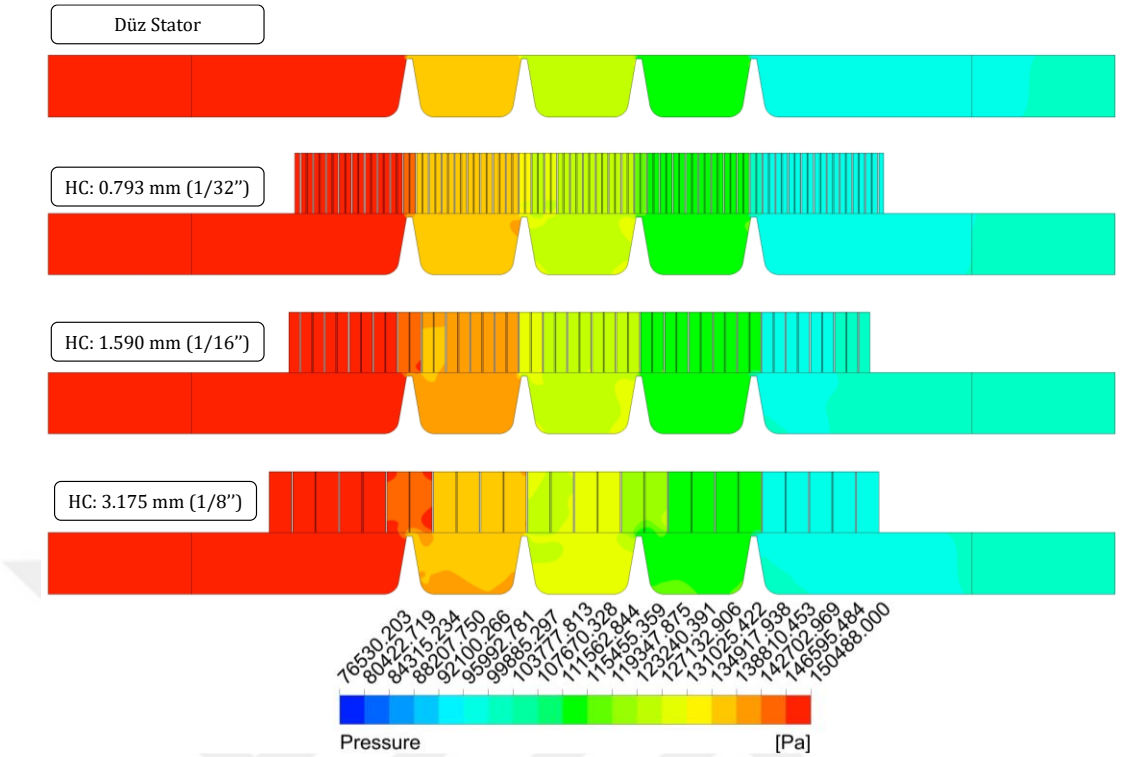
yüzeylerinin daha fazla basınç yüküne maruz kaldığını göstermektedir. Dolayısıyla son dişte en büyük basınç düşüm değerinin olduğu görülebilmektedir.



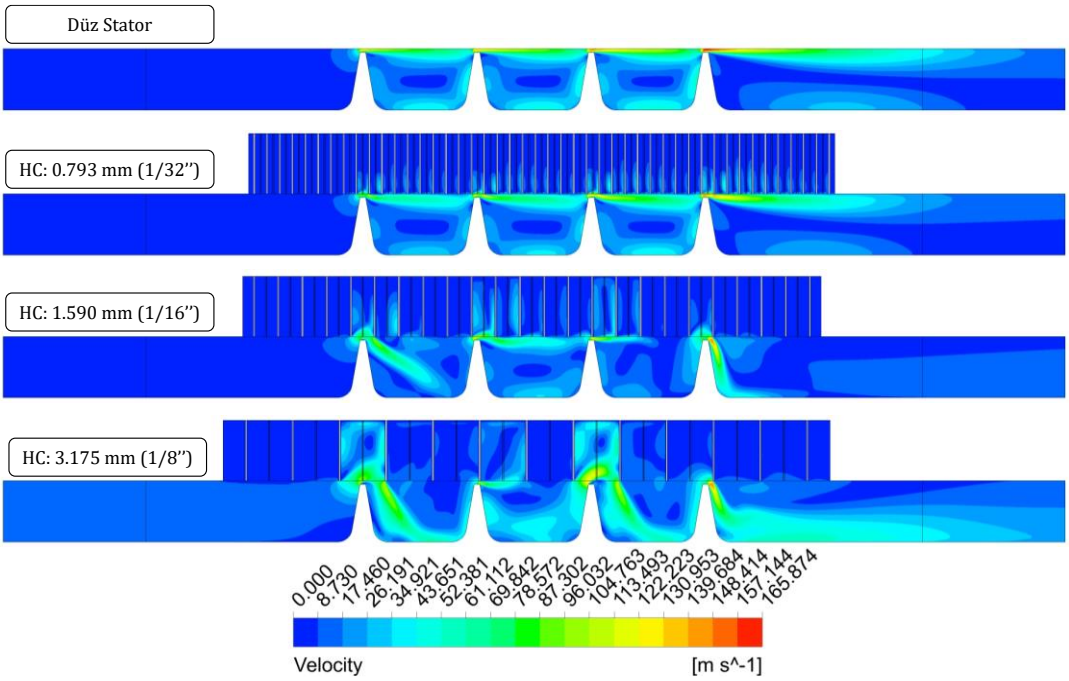
Şekil 4.3. Petek boyutunun kaçak debiye etkisi (R_p=1,5, C_r=0,254 mm, v_t=0 m/s, n=4)



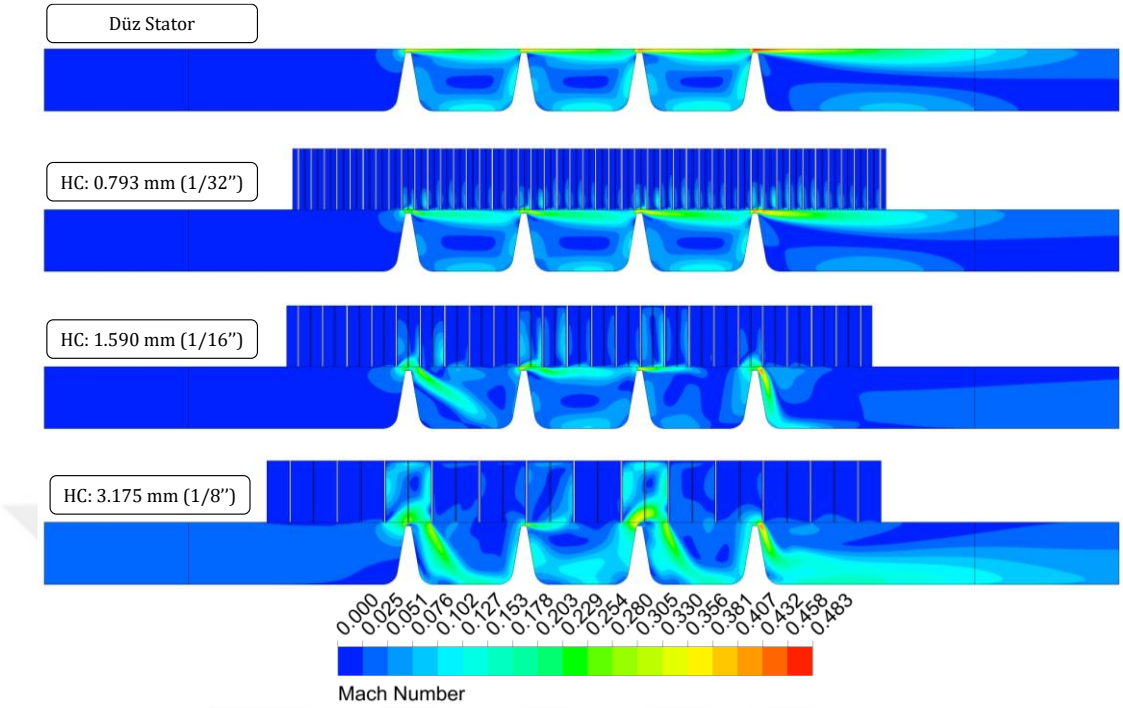
Şekil 4.4. Petek boyutları için akış fonksiyonu (R_p=1,5, C_r=0,254 mm, v_t=0 m/s, n=4)



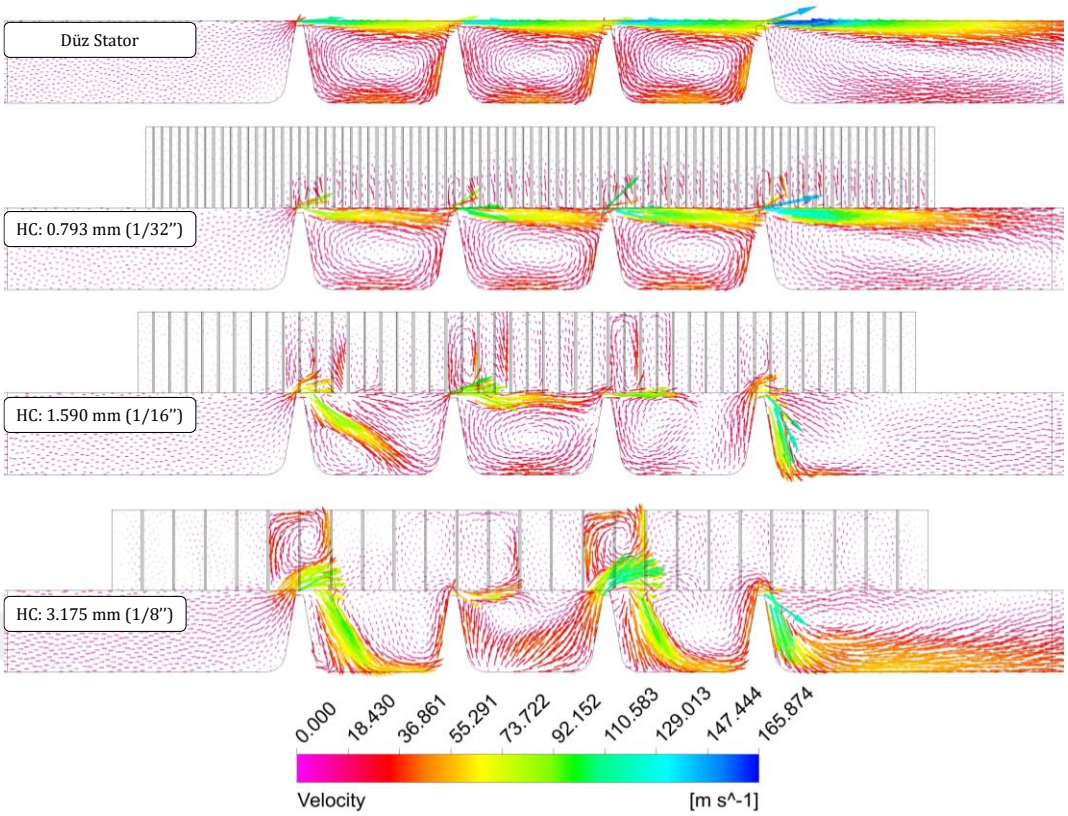
Şekil 4.5. Petek boyutları için basınç dağılımı (R_p=1,5, C_r=0,254 mm, v_t=0 m/s, n=4)



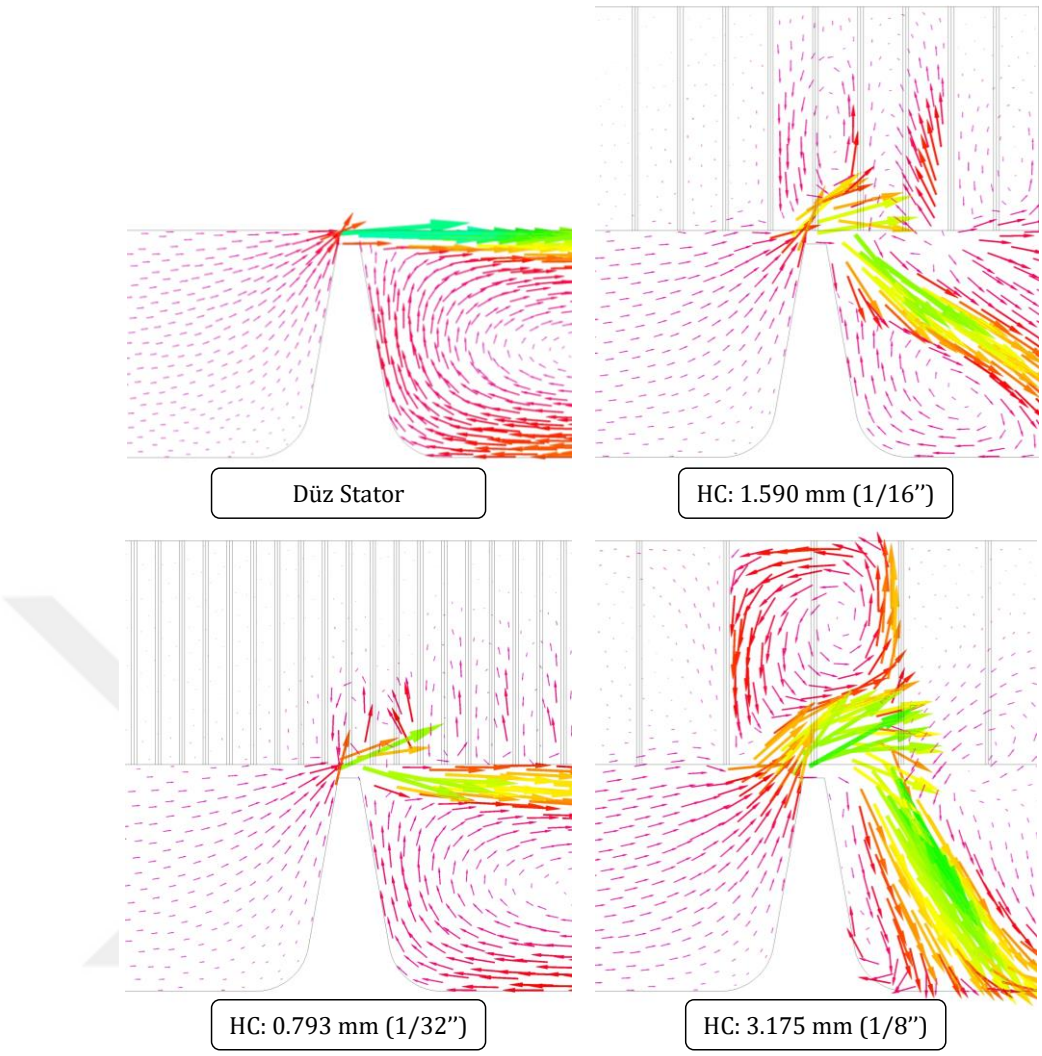
Şekil 4.6. Petek boyutları için hız dağılımı (R_p=1,5, C_r=0,254 mm, v_t=0 m/s, n=4)



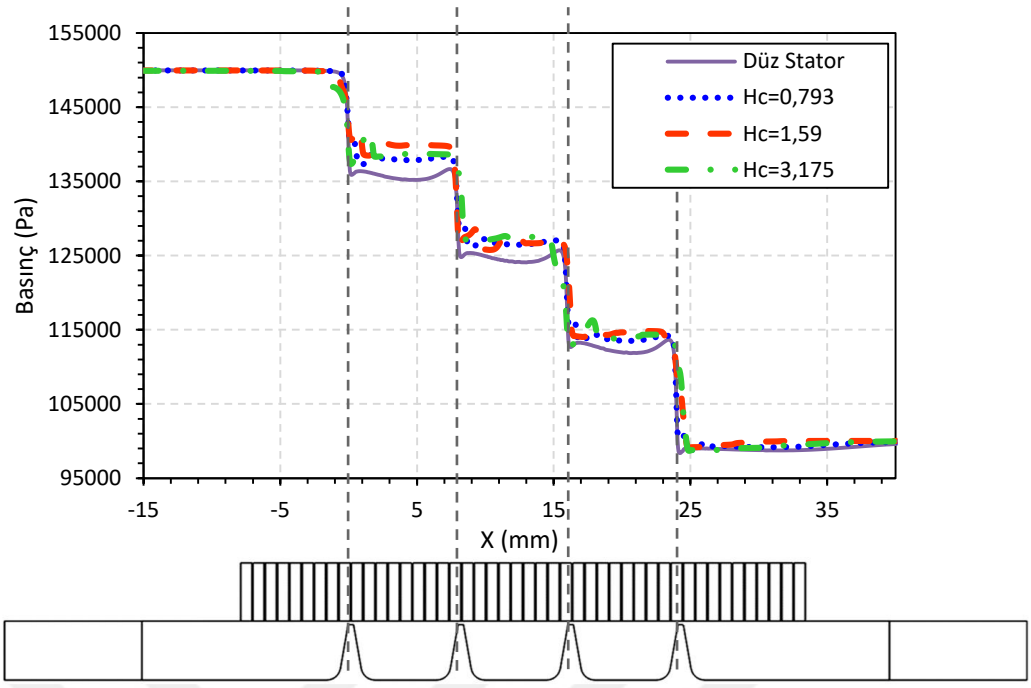
Şekil 4.7. Petek boyutları için Mach sayısı dağılımı (R_p=1,5, C_r=0,254 mm, v_t=0 m/s, n=4)



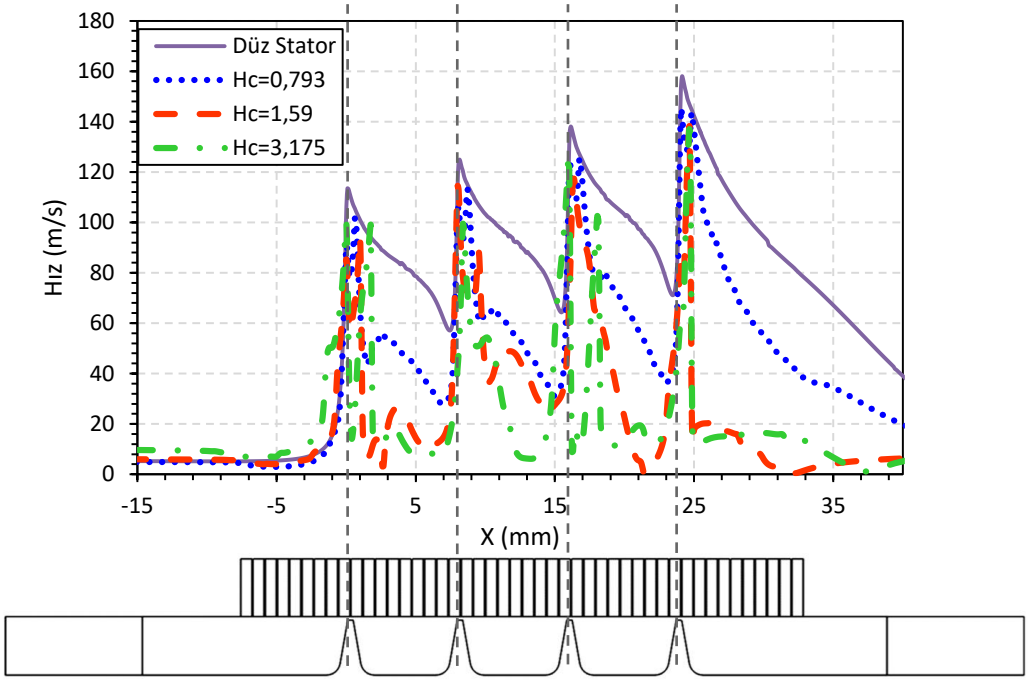
Şekil 4.8. Petek boyutları için hız vektörleri (R_p=1,5, C_r=0,254 mm, v_t=0 m/s, n=4)



Şekil 4.9. Petek boyutları için ilk diş etrafında hız vektörleri (R_p=1,5, C_r=0,254 mm, v_t=0 m/s, n=4)



Şekil 4.10. Açıklık ortasındaki yatay eksende basınç değişimi (R_p=1,5, C_r=0,254 mm, v_t=0 m/s, n=4)



Şekil 4.11. Açıklık ortasındaki yatay eksende hız değişimi (R_p=1,5, C_r=0,254 mm, v_t=0 m/s, n=4)

4.3. Bal Peteği Keçe Çalışma Şartlarının Kaçak Debiye Etkisi

Değişen çalışma şartlarında bal peteği keçenin sızdırmazlık performansının değişimini öngörebilmek, sızdırmazlık elemanı tasarımı ve seçimi için önemlidir. Bu bölümde rotor hızı ve açıklık miktarının kaçak debi üzerindeki etkileri incelenmiştir.

4.3.1. Rotor Hızı

Bal peteği keçe, dönen rotor sabit stator arasına uygulandığından dinamik keçe grubundadır. Şimdiye kadar ki HAD analizleri sabit rotor için yapıldı. Gaz türbinli motora yerleştirilen bal peteği keçenin uygulama yerine göre maruz kalacağı teğetsel hız değişmektedir. Tipik uygulama yerleri için teğetsel hız değerleri literatürden araştırıldı ve en yüksek değerin 120 m/s civarında olduğu görüldü. Petek boyutlarının kaçak debideki etkisini farklı teğetsel hızlarda inceleyebilmek amacıyla teğetsel hız olarak v_t=0-100-200 m/s değerleri incelemeye alındı. Rotor hızı analizleri yine temel parametreler kullanılarak (R_p=1,5, C_r=0,254 mm); düz stator ve 1/32", 1/16" ve 1/8" petek boyutları için yapıldı.

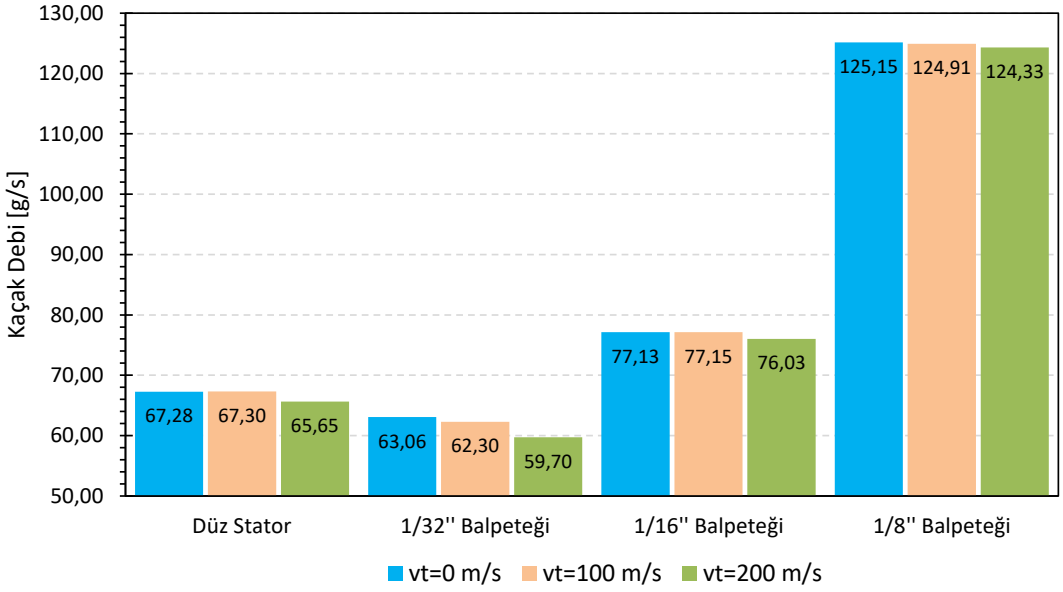
Şekil 4.12'de görüldüğü gibi tüm durumlar için artan rotor hızı kaçak debiyi azaltmıştır. Benzer durum Şekil 4.13'de akış fonksiyonunda da görülmekte ve artan rotor hızı ile akış fonksiyonu değeri azalmıştır. Rotor hızı ile birlikte eksenel yönde ilerleyen akışkan açısal yönde dönme etkisine maruz kalmaktadır. Açısal yönde meydana gelen yönelim ile birlikte, akışkan daha fazla petek duvarıyla temas ederek sürtünmeye harcanan enerji miktarının artmasına neden olmaktadır. Bu sayede kaçak debinin azaldığı analiz sonuçlarında gözlemlenmektedir. Akış oluşumunu gözlemlemek için basınç dağılımı (Şekil 4.14), hız dağılımı (Şekil 4.15), Mach sayısı dağılımı (Şekil 4.16) oluşturulmuştur. Ayrıca, açıklık ortasından geçen eksen boyunca basınç dağılım (Şekil 4.17) ve hız dağılım grafiği (Şekil 4.18) oluşturulmuştur.

Rotor hızı analizleri, rotor yüzey hızı olmayan (v_t=0 m/s) duruma göre karşılaştırılmıştır. Bal peteği bulunmayan düz stator için v_t=100 m/s rotor yüzey hızında kaçak debi %0,04 artmış, v_t=200 m/s için %2,48 azalmıştır.

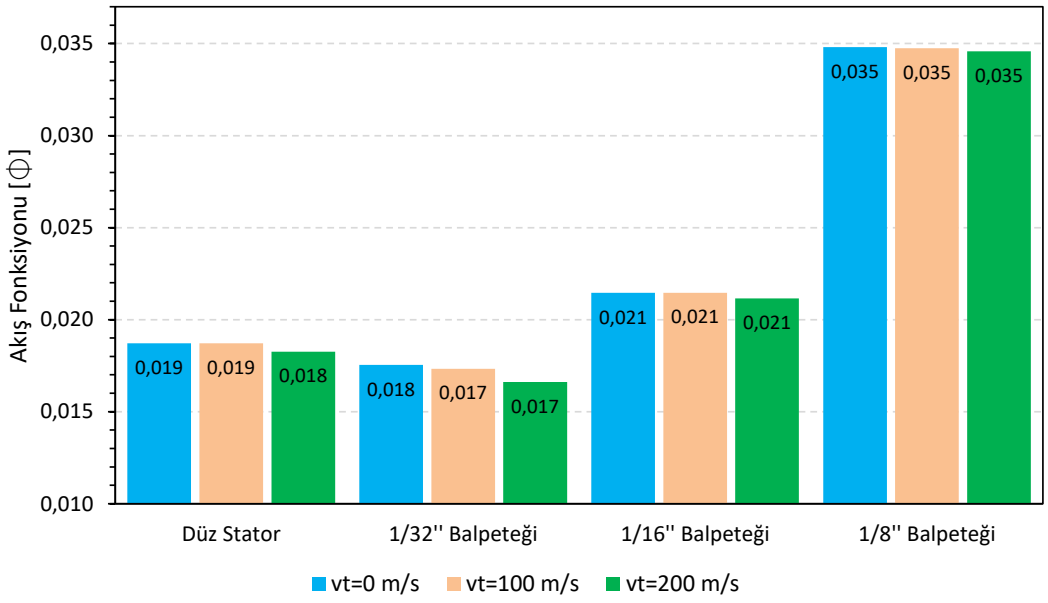
1/32" petek için artan rotor yüzey hızıyla kaçak debi sırasıyla %1,22 ve %5,63 azalmıştır. 1/16" petek kullanılması durumunda kaçak debi artan rotor yüzey hızıyla sırasıyla %0,03 artmış ve %1,44 azalmıştır. Son olarak 1/8" petek kullanılması durumunda artan rotor yüzey hızıyla kaçak debi sırasıyla %0,2 ve %0,66 azalmıştır.

Değişen rotor hızı analizleri için basınç dağılımı Şekil 4.14'de ve açıklık ortasından geçen eksen boyunca basınç değişimi Şekil 4.17'de gösterilmiştir. Şekil 4.14'deki basınç dağılımı incelendiğinde son labirent keçe dişinden sonraki bölgede v_t=200 m/s rotor yüzey hızında basınç düşümü daha fazla olmaktadır. Bu sayede kaçak debinin yüksek rotor yüzey hızlarında küçük çıkmasına neden olmaktadır. Aynı şekilde Şekil 4.17 incelediğinde rotor hızı olmayan ve v_t=100 m/s rotor yüzey hızı ile kıyaslandığında v_t=200 m/s rotor yüzey hızında basınç düşümü daha fazla olmaktadır.

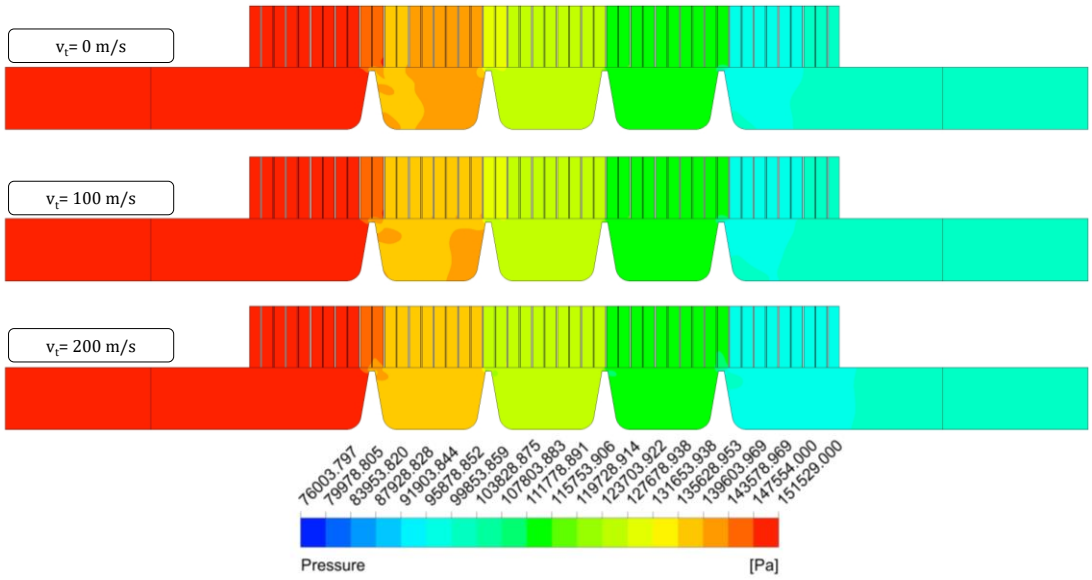
Şekil 4.15-16 ve Şekil 4.18 incelediğinde, Şekil 4.15 ve Şekil 4.16'da görüleceği üzere rotor hızı nedeniyle ile rotor yüzeyine yakın bölgelerde akışkan hızlarının arttığı görülmektedir. Hareketli rotor yüzeyi ile temas eden akışkan hızı, yüzey direnci nedeniyle peteklere doğru artmaktadır. Artan akışkan hızı ile daha fazla petekle temas eden akışkanın enerjisi azalmakta ve artan rotor hızı ile kaçak debinin azaldığı görülmektedir. Şekil 4.18 incelediğinde v_t=200 m/s rotor yüzey hızında hız değeri daha büyüktür. Hız değerlerinin yüksek olduğu bölgelerde basınç düşümü daha büyüktür. Buda labirent keçe dişleri ve petek yüzeylerinin daha fazla basınç yüküne maruz kaldığını göstermektedir. Nitekim basınç düşümü son dişte daha fazla olmaktadır.



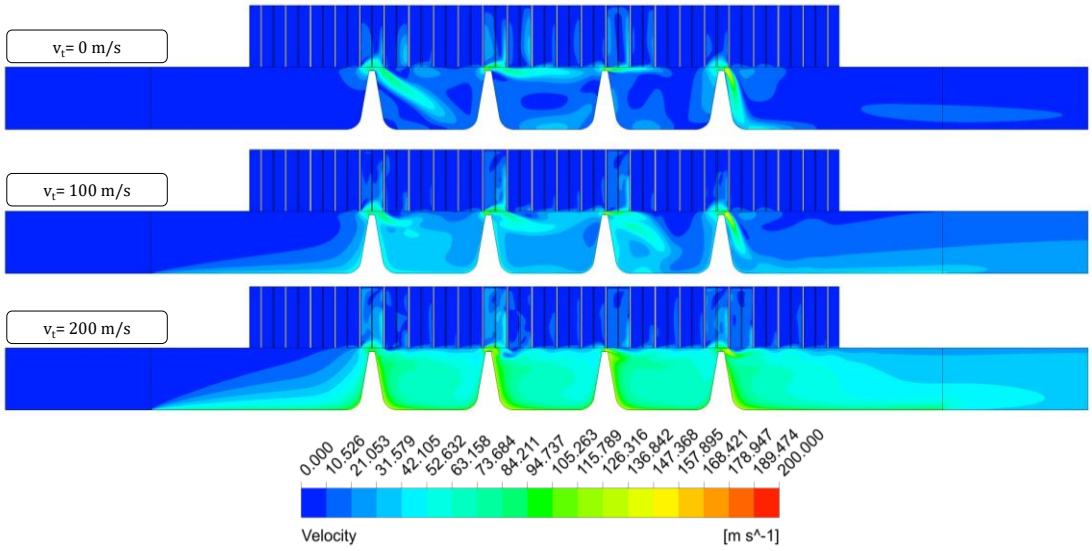
Şekil 4.12. Rotor hızının kaçak debiye etkisi (R_p=1,5, C_r=0,254 mm, n=4)



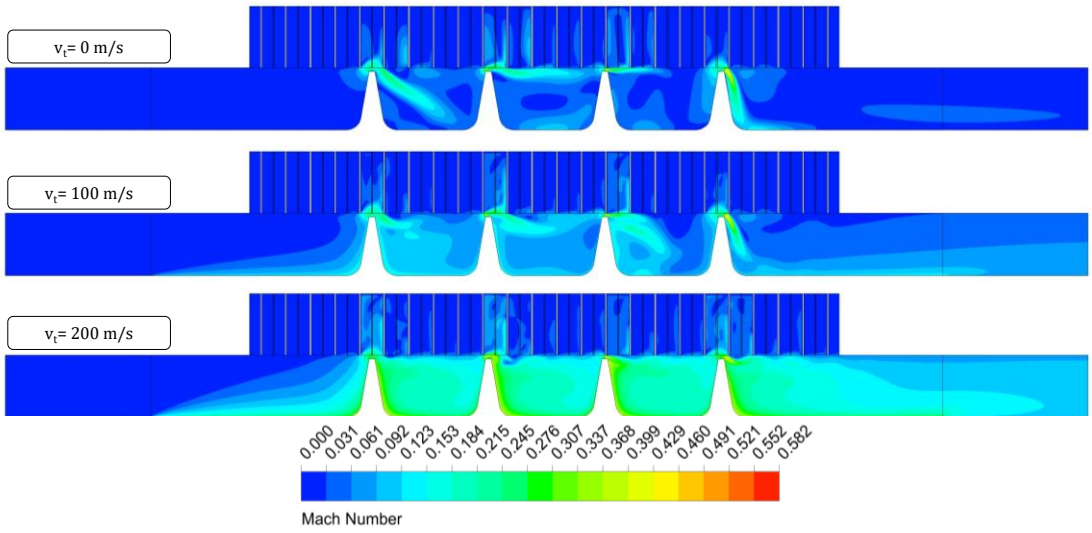
Şekil 4.13. Rotor hızının akış fonksiyonu üzerindeki etkisi (R_p=1,5, C_r=0,254 mm, n=4)



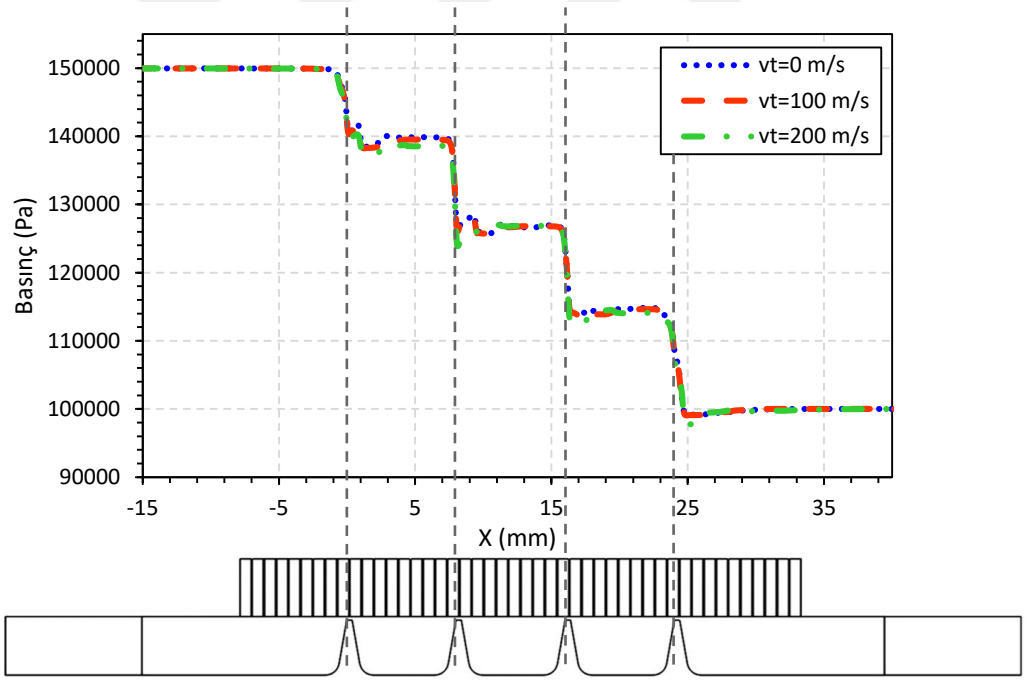
Şekil 4.14. Rotor hızının basınç dağılımı üzerindeki etkisi (HC_s=1,59 mm; R_p=1,5; C_r=0,254 mm; n=4)



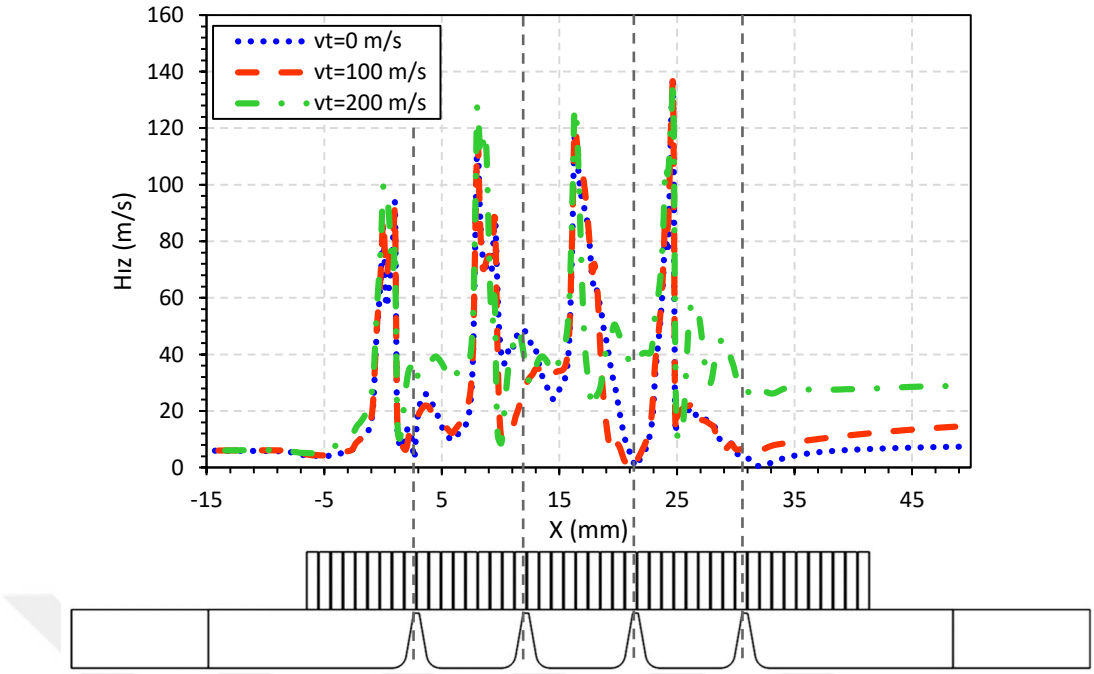
Şekil 4.15. Rotor hızının hız dağılımı üzerindeki etkisi (HC_s=1,59 mm; R_p=1,5; C_r=0,254 mm; n=4)



Şekil 4.16. Rotor hızının Mach sayısı üzerindeki etkisi (HC_s =1,59 mm; R_p=1,5; C_r=0,254 mm; n=4)



Şekil 4.17. Açıklık ortasındaki yatay eksende basınç değişimi (HC_s =1,59 mm, R_p=1,5, C_r=0,254 mm, n=4)



Şekil 4.18. Açıklık ortasındaki yatay eksende hız değişimi (HC_s =1,59 mm, R_p=1,5, C_r=0,254 mm, n=4)

4.3.2. Açıklık

Gaz türbinli motorlarda sızdırmazlık elemanı uygulamalarında en önemli tasarım ve çalışma parametrelerden birisi açıklıktır. Açıklık motorun tüm çalışma rejimlerindeki radyal ve eksenel yöndeki genleşme/daralma miktarları dikkate alınarak olabilecek en düşük seviyede tutulur. Farklı çalışma rejimlerinde farklı değerlerde olabilen bu açıklık ayrıca zamanla aşınma ile de değişebilir. Bu sebeple, bal peteği kullanımının farklı açıklıklardaki sızdırmazlık performansının belirlenmesi çalışmaya dahil edilmiştir. Bu keçelerin uygulama yerlerinde genel olarak karşılaşılan açıklık değerleri olan C_r=0,127-0,254-0,508 mm açıklıklar için analizler yapıldı. Bu açıklık analizleri hem düz stator hem de tüm bal peteği boyutları (1/32", 1/16" ve 1/8") için yapıldı. Analizlerde yine temel parametre değerleri (R_p=1,5, C_r=0,254 mm, v_t=0 m/s) kullanıldı.

Elde edilen kaçak debi değerleri Şekil 4.19'da, akış fonksiyonu ise Şekil 4.20'de görülmektedir. Açıklık analizleri sonucunda bal peteği bulunan ve bal peteği bulunmayan durumların tamamında artan açıklık ile kaçak debi artmaktadır.

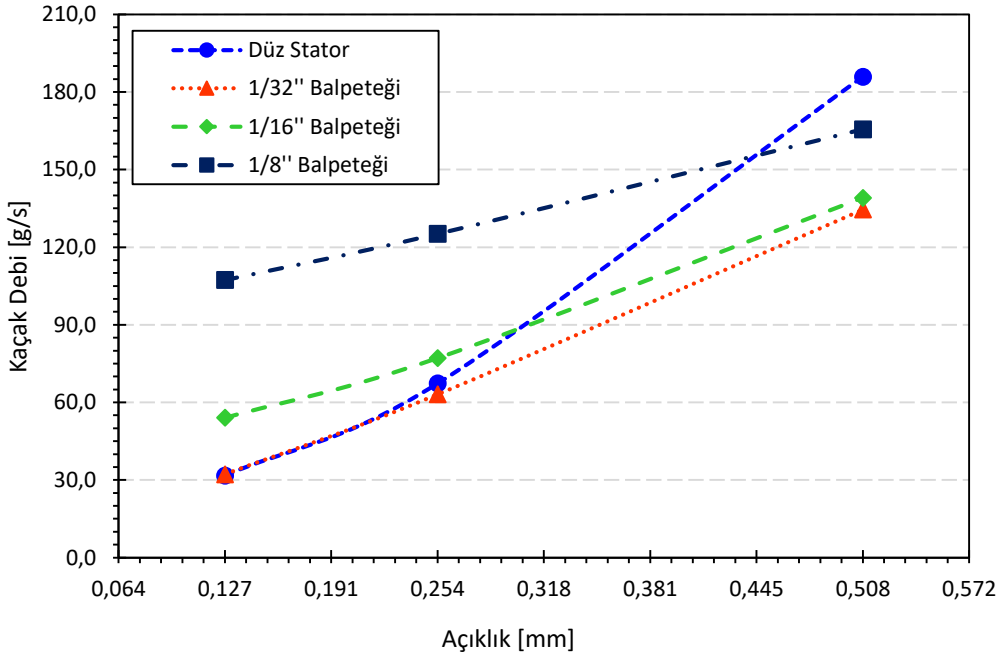
İlk açıklık analizleri 0,127 mm açıklık için yapılmış, bal peteği bulunan durumlarda (1/32", 1/16", 1/8") kaçak debi düz statora göre sırasıyla 1/32" bal peteğinde %1, 1/16" bal peteğinde %41 ve 1/8" bal peteğinde %70 arttığı belirlenmiştir. 0,254 mm açıklık için kaçak debi bal peteği bulunmayan duruma göre 1/32" bal peteğinde %6 azalmış, 1/16" bal peteğinde %12 artmış, 1/8" bal peteğinde %46 artmıştır. 0,508 mm açıklık miktarı için kaçak debi düz statora göre 1/32" bal peteği durumunda %38 azalmış, 1/16" bal peteğinde %33 azalmış ve 1/8" bal peteğinde %12 azaldığı belirlenmiştir.

Değişen açıklık miktarlarında akışkan hareketlerinin gözlemlenebilmesi için hız dağılımı (Şekil 4.21), Mach sayısı dağılımı (Şekil 4.22), basınç dağılımı (Şekil 4.23) ve hız vektörleri (Şekil 4.24) oluşturulmuştur. Ayrıca açıklık ortasından geçen eksen boyunca basınç dağılımı (Şekil 4.25) ve hız dağılımı (Şekil 4.26) grafikleri oluşturulmuştur.

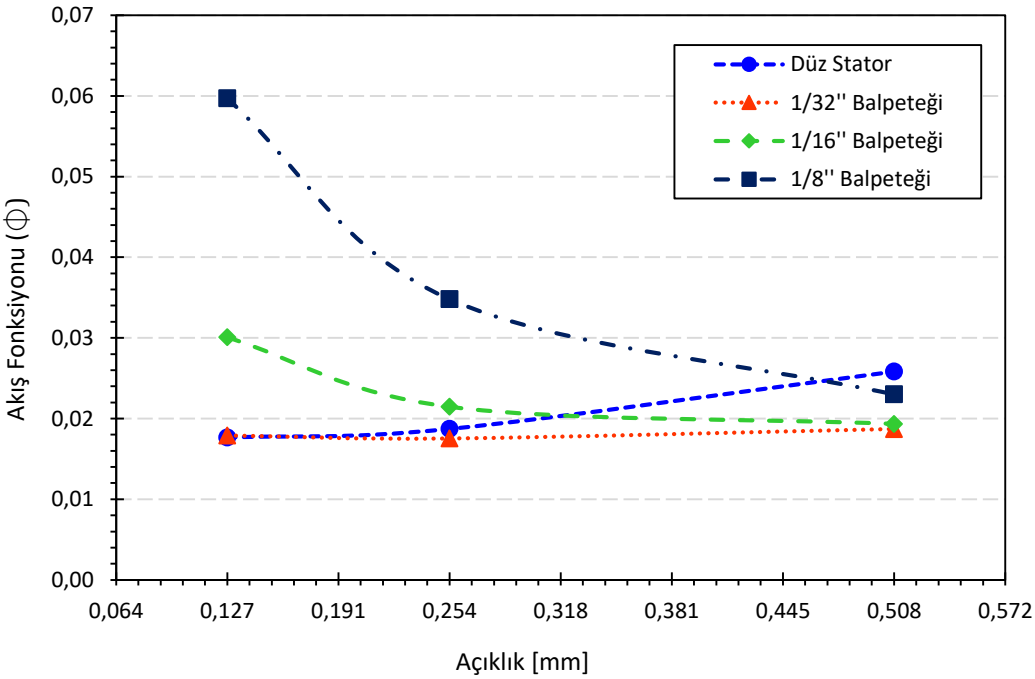
Açıklık miktarının küçük olduğu durumlarda bal peteği seçiminde dikkatli olunmasını Schramm vd. [11] yaptıkları çalışmalarda belirlemişlerdir. Küçük açıklık miktarlarında akış belirli petekler içlerine yönlendirilerek akışkanın sürtünmeye harcayacağı enerji azalmış olacaktır. Artan açıklık ile akışkanın belirli petek içleri yerine çıkıştan çıkana kadar petek duvarları ile temas ederek birden fazla noktada sürtünmeye maruz kalmaktadır. Bu sayede akışkanın sürtünmeye harcadığı enerji artarak kaçak debinin azalmasına neden olmaktadır. Benzer durumu Li vd. [20] yaptıkları çalışmada paylaşmışlardır. Şekil 4.22'de Mach sayısı dağılımı, Şekil 4.21 ve Şekil 4.24'de hız dağılımında görüldüğü üzere artan açıklık ile akışkanın belirli sayıdaki petek yerine neredeyse tüm petekler ile sürtünme etkilerine maruz kaldığı görülmektedir. Şekil 4.23'deki basınç dağılımında 0,508 mm açıklık miktarında çıkışa yakın bölgelerdeki peteklerde basınç düşümünün diğer açıklık miktarlarına (0,127 mm ve 0,254 mm) göre biraz daha fazla gerçekleştiği görülmektedir.

Şekil 4.25 incelendiğinde, basıncın yüksek basınçtan düşük basınca doğru kademeli olarak azaldığı, artan açıklık miktarı ile basınç düşümünün çıkışa doğru daha fazla olduğu görülmektedir. Artan açıklık miktarı ile akışkanın dişler arasındaki hatve bölgesinde oluşan girdaplarda enerji kaybetmesine ek olarak, petek yüzeylerine daha fazla temas etmesi ile daha fazla enerji kaybetmesine dolayısıyla kaçak debinin daha küçük değerlere ulaşmasına neden olmaktadır. Şekil 4.26 incelediğinde akışkan hızının çıkışa doğru artan açıklık miktarı ile arttığı gözlemlenmektedir. Artan açıklık ile labirent keçe dişlerinin ve petek yüzeylerinin daha fazla basınç yüküne maruz kaldığını göstermektedir. Hız değerlerinin yüksek olduğu bölgelerde basınç düşümünün daha fazla olduğu, özellikle son labirent dişinde daha fazla basınç düşümü meydana gelmektedir.

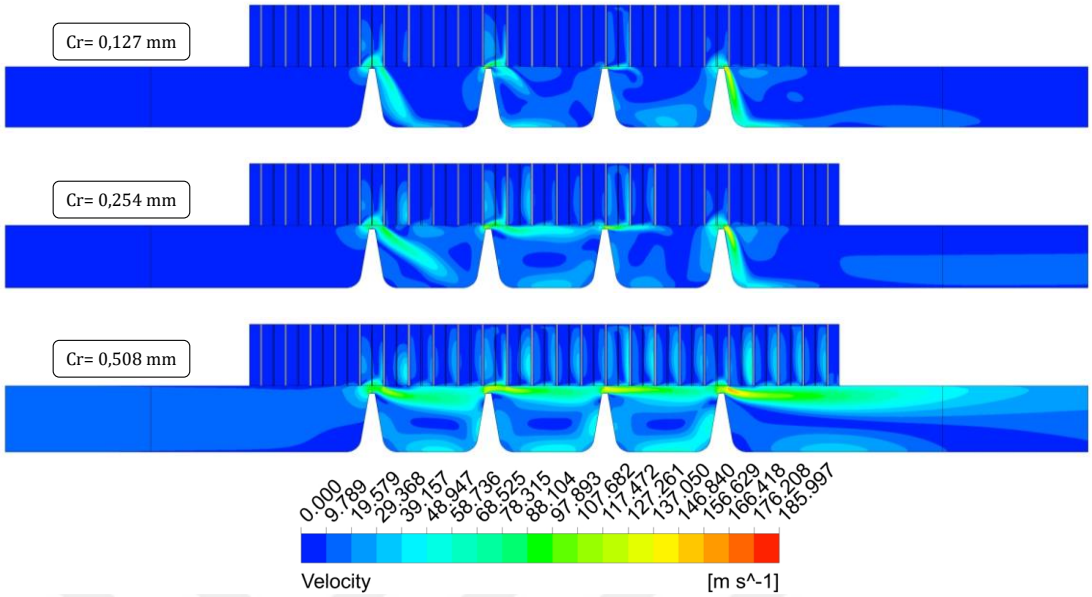
Açıklık analizleri sonucunda, küçük açıklık miktarlarında petek seçiminde dikkat edilmesi gerektiği belirlenmiştir. Bal peteği kullanımı küçük açıklık miktarlarında her zaman daha iyi kaçak debi performansı sergilememektedir. Küçük açıklık miktarlarına nazaran büyük açıklık miktarlarında bal peteği kullanımının kaçak debiyi azalttığı belirlenmiştir.



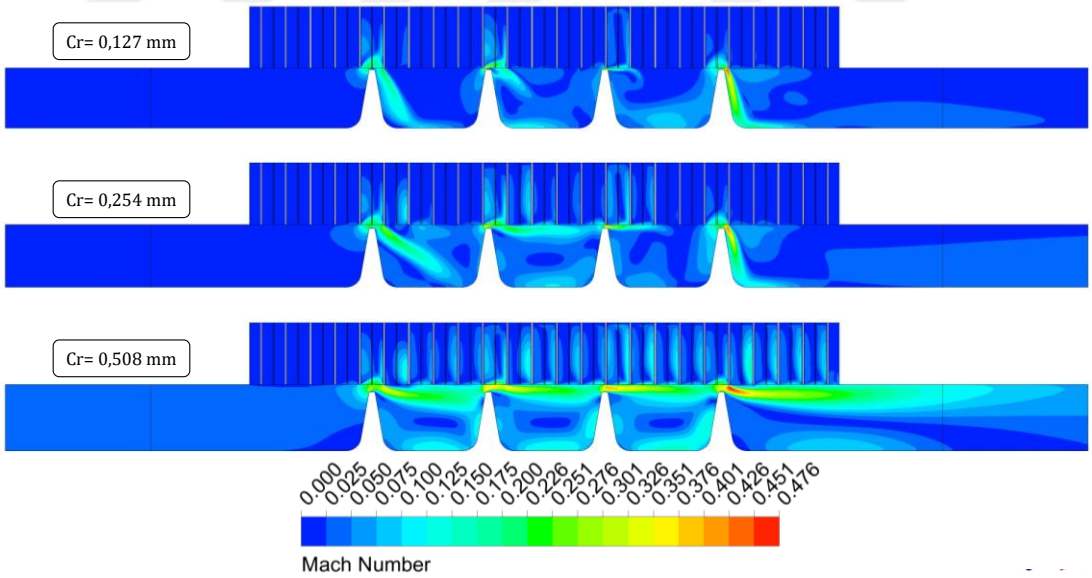
Şekil 4.19. Açıklığın kaçak debiye etkisi (R_p=1,5; v_t=0 m/s; n=4)



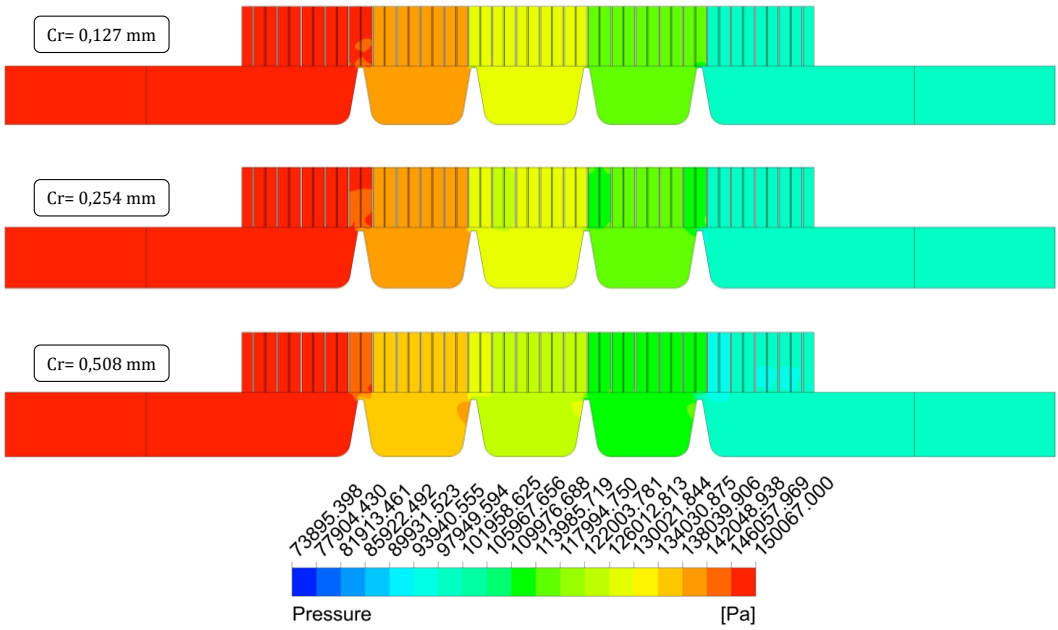
Şekil 4.20. Açıklığın akış fonksiyonu üzerindeki etkisi (R_p=1,5; v_t=0 m/s; n=4)



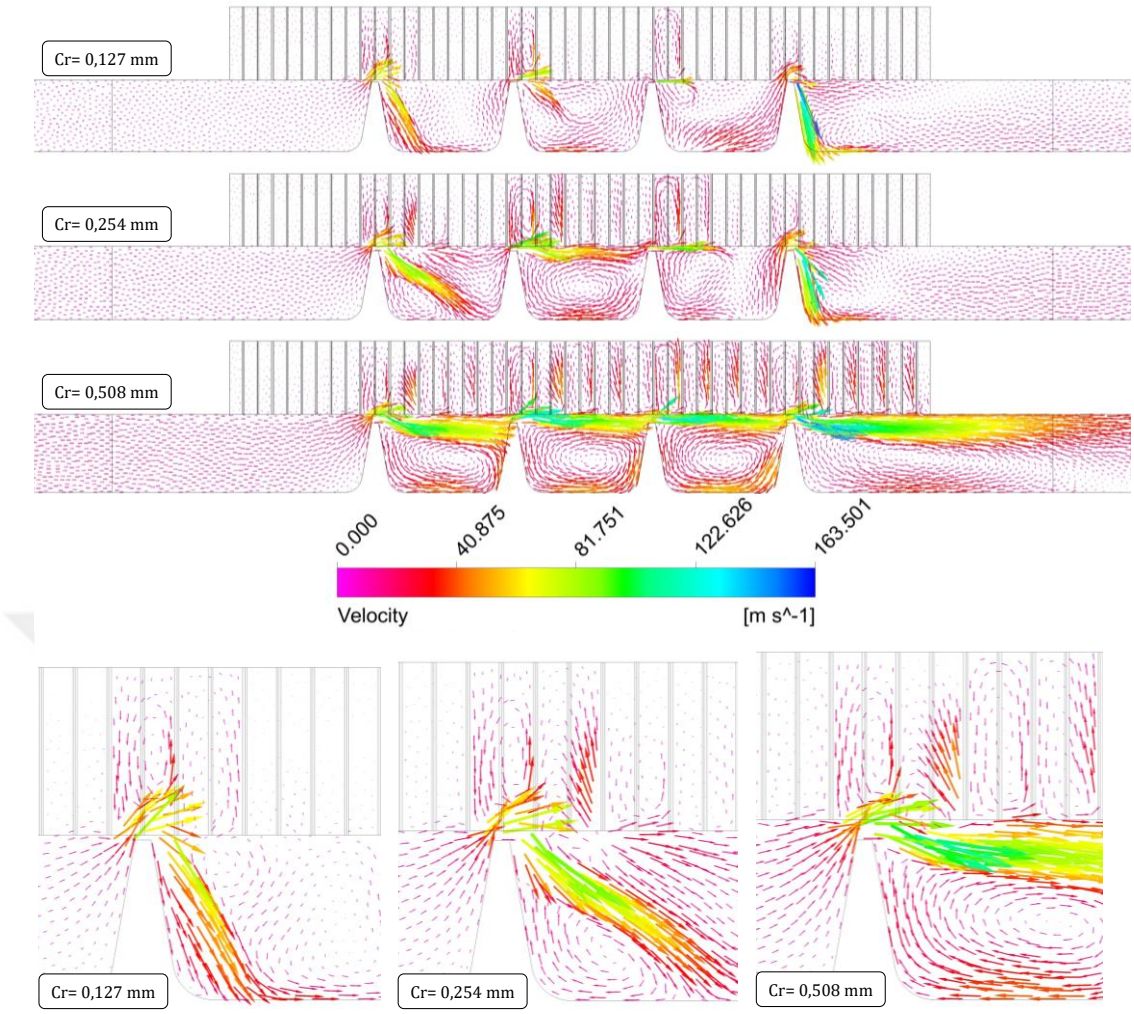
Şekil 4.21. Açıklık miktarı için hız dağılımı (HC_s=1,59 mm; R_p=1,5; v_t=0 m/s; n=4)



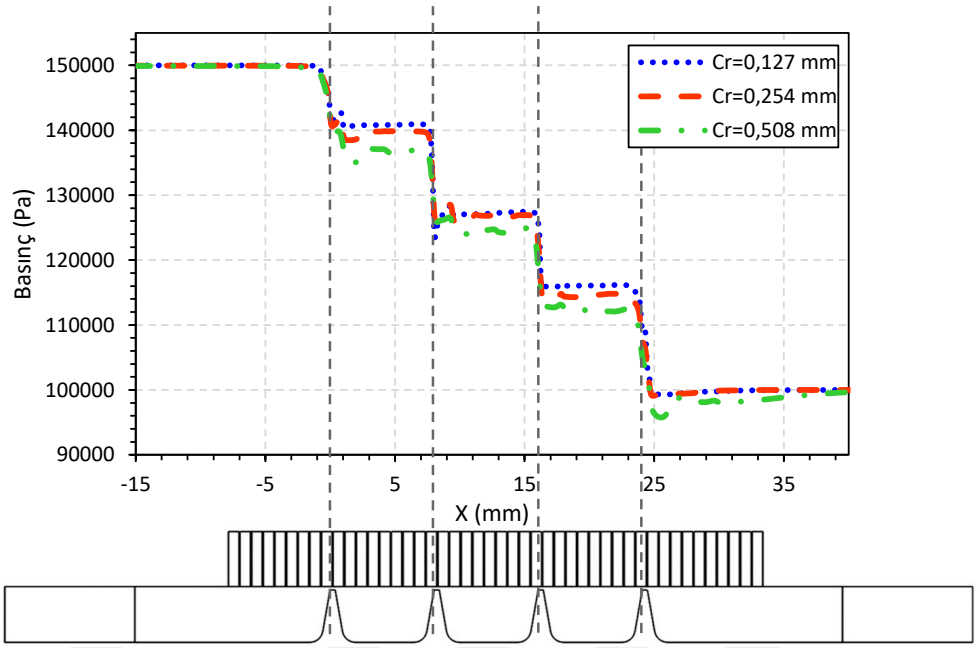
Şekil 4.22. Açıklık miktarı için Mach dağılımı (HC_s=1,59 mm; R_p=1,5; v_t=0 m/s; n=4)



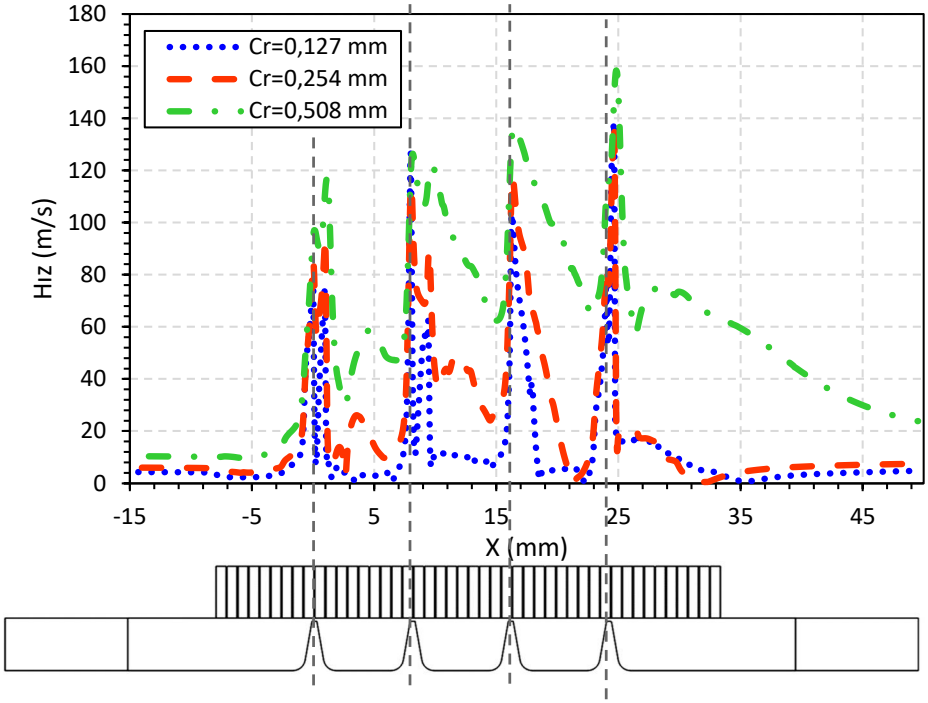
Şekil 4.23. Açıklık miktarı için basınç dağılımı (HC_s=1,59 mm; R_p=1,5; v_t=0 m/s; n=4)



Şekil 4.24. Açıklık için hız vektörleri (HC_s=1,59 mm; R_p=1,5; v_t=0 m/s; n=4)



Şekil 4.25. Açıklık ortasından geçen eksen boyunca basınç dağılımı (HC_s=1,59 mm; R_p=1,5; v_t=0 m/s; n=4)



Şekil 4.26. Açıklık ortasından geçen eksen boyunca hız dağılımı (HC_s=1,59 mm; R_p=1,5; v_t=0 m/s; n=4)

5. GENEL DEĞERLENDİRME

Bu tez çalışmasında, gaz türbinlerinde kullanılan bal peteği sızdırmazlık elemanının sızdırmazlık performansı farklı petek boyutlarında, açıklıklarda ve rotor hızlarında Ansys CFX 16.0 programında yapılan HAD analizleri ile belirlenmiştir. Elde edilen temel sonuçlar aşağıda sıralanmıştır.

- Küçük açıklık miktarlarında bal peteği kullanmak petek boyutuna bağlı olarak her zaman kaçak debinin azalmasını sağlamamaktadır.

- Temel şartlarda (R_p=1,5, C_r=0,254, v_t=0 m/s) 1/32" petek daha iyi sızdırmazlık performansı sergilerken, 1/16" ve 1/8" peteklerde kaçak debinin düz statora göre daha fazla olduğu belirlenmiştir.

- Rotor hızının etkisi için temel şartlarda (R_p=1,5, C_r=0,254); 1/32", 1/16" ve 1/8" petek boyutlarında 0 m/s, 100 m/s ve 200 m/s 'lik artan rotor yüzey hızı ile kaçak debinin azaldığı gözlemlenmiştir,

- Bal peteği sızdırmazlık elemanlarının artan açıklık miktarı ile daha iyi sızdırmazlık performansı sergilediği gözlemlenmiştir. Ancak açıklığın devamlı olarak artması sonucunda kaçak debi de artacaktır.

- Temel şartlarda (R_p=1,5, v_t=0 m/s) 0,127 mm, 0,254 mm ve 0,508 mm açıklık için 1/32", 1/16" ve 1/8" petek boyutlarında yapılan analiz sonuçlarında, büyük açıklık miktarında bal peteği kullanımı ile kaçak debinin azaldığı gözlemlenmiştir.

Bu tez çalışmasından elde edilen en önemli sonucun, bal peteği keçe uygulamasında geometrik parametrelerin ve çalışma şartı parametrelerinin detaylı olarak incelenmesi, sızdırmazlık performansı açısından önemli olduğudur. Verimli bir sızdırmazlık performansı için uygulama yapılacak motora göre sızdırmazlık elemanının tasarlanması daha uygun olacaktır.

Yapılan bu tez çalışmasının devamı olarak bal peteği sızdırmazlık elemanında geometrik parametre olarak petek derinliğinin, petek duvar kalınlığının değişimi incelenebilir. Labirent keçe geometrik parametresi olarak diş sayısı, diş yüksekliği, diş hatvesi ve diş uç kalınlığının değişimi incelenebilir. Çalışma şartları olarak ise basınç oranının, sıcaklığın ve özellikle petek yüzeyindeki aşınmaların etkileri incelenebilir.

Bal peteği keçenin çalışma şartlarında maruz kaldığı kuvvetler nedeniyle peteklerde oluşacak aşınmaların kaçak debide nasıl bir değişime neden olacağını incelemek daha öncelikli bir çalışma olabilir. Bal peteği keçede sızdırmazlık performansını iyileştirici etkinin, akışkanın petek yüzeylerine temas etmesi sonucu sürtünme kuvvetlerine harcadığı enerji olduğu düşünüldüğünde, peteklerde meydana gelecek aşınmalar daha fazla sürtünme yüzeyi oluşturacaktır. Aşınma sonucu oluşan yeni yüzeyler nedeniyle akışkanın temas edeceği yüzey sayısı artacağından kaçak debinin azalması beklenmektedir. Dolayısıyla bal peteği aşınma durumunu incelemek gerçek uygulamaya yönelik bilgi üretecektir. Ayrıca bal peteğinin dişlere göre konumlanması da incelenmesi gereken önemli bir diğer parametredir.

KAYNAKLAR

[1] Rolls Royce, The Jet Engine Book, Fifth Edition, 1996.

[2] Çengel, Y.A. ve Boles, M.A., Termodinamik, Güven Kitabevi, 5. Baskı, İzmir, 2008.

[3] Dogu, Y., Sertçakan, M. C., Bahar, A. S., Pişkin, A., Arıcan, E., and Kocagül, M., "Computational Fluid Dynamics Investigation of Labyrinth Seal Leakage Performance Depending on Mushroom-Shaped Tooth Wear", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, v. 138, 10 pages, 2016.

[4] Dogu, Y., Sertçakan, M. C., Gezer, K., Kocagül, M., Arıcan, E., and Ozmusul, M. S., 2017, "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, v. 139, No. 7, Paper no. 072506, 12 pages, July 2017.

[5] Dogu, Y., Sertçakan, M. C., Gezer, K., Kocagül, M., Arıcan, E., Ozmusul, M. S., 2017, "Labyrinth Seal Leakage Degradation due to Various Types of Wear", ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, v. 139, No. 6, Paper no. 062504, 11 pages, June 2017.

[6] Doğu, 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.

[7] Meyer, C. A., and Lowrie, J. A., "The Leakage Thru Straight and Slant Labyrinths and Honeycomb Seals", Journal of Engineering for Power, v. 140, pp. 495-501, 1975.

[8] Stocker, H. L., Cox, D. M., and Holle, G. F., "Aerodynamic Performance of Conventional and Advanced Design Labyrinth Seals With Solid-Smooth,

Abradable, and Honeycombs Land", National Aeronautics and Space Administration, Report No: CR-135307, 1977.

[9] Millward, J. A., and Edwards, M. F., "Windage Heating of Air Passing Through Labyrinth Seal", International Gas Turbine and Aeroengins Congress 1994, Hague, Netherlands, June 13-16, 1994, 94-GT-56.

[10] Zimmermann, H., and Wolff, K. H., "Air System Correlations Part 1: Labyrinth Seals", International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibiton 1998, Stockholm, Sweden, June 2-5, 1998, 98-GT-206.

[11] Schramm, V., Willenborg, K., Kim, S., and Wittig, S., "Influence of A Honeycomb Facing on the Flow Through A Stepped Labyrinth Seal", Proceedings of ASME Turboexpo 2000, Munich, Germany, May 8-11, 2000, 2000-GT-0291.

[12] Willenborg, K., Schramm, V., Kim, S., and Wittig, S., "Influence of A Honeycomb Facing on The Heat Transfer in A Stepped Labyrinth Seal", Proceedings of ASME Turboexpo 2000, Munich, Germany, May 8-11, 2000, 2000-GT-0290.

[13] Chochua, G., Shyy, W., and Moore, J., "Computational Modeling for Honeycomb-Stator Gas Annular Seal", International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 45, pp. 1849-1863, 2002.

[14] Choi, D. C., and Rhode, D. L., "Development of A 2-D CFD Approach for Computing 3-D Honeycomb Labyrinth Leakage", Proceedings of ASME Turbo Expo 2000, Atlanta, Georgia, USA, June 16-19, 2003, GT2003-38238.

[15] Denecke, J., Dullenkopf, K., Wittig, S., and Bauer, H.-J., "Experimental Investigation of the Total Temperature Increase and Swirl Development in Rotating Labyrinth Seals", ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea and Air, Reno-Tahoe, Nevada, USA, June 6-9, 2005, GT2005-68677.

[16] Collins, D., Crudgington, P., and Ivey, P. C., "Numerıcal Modellıng of Three Dimensional Honeycomb Labyrinth Seals Employıng A Sımplified Approach",

ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, Barcelona, Spain, May 8-11, 2006, GT2006-90850.

[17] ESDU 09004, “Labyrinth Seal Flow”, 2009.

[18] Soemarwoto, B. I., Kok, J. C., Cock, K. M. J., Kloosterman, A. B., and Kool, G. A., “Performance Evaluation of Gas Turbine Labyrinth Seals Using Computational Fluid Dynamics”, ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air, Montreal, Canada, May 14-17, 2007, GT2007-27905.

[19] Kang, Y., Kim, T. S., Kang, S. Y., Moon, H. K., “Aerodynamic Performance of Stepped Labyrinth Seals for Gas Turbine Applications”, ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air, Glasgow, UK, June 14-18, 2010, GT2010-23256.

[20] Li, J., Kong, S., Yan, X., Obi, S., and Feng, Z., “Numerical Investigations on Leakage Performance of the Rotating Labyrinth Honeycomb Seal”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, v. 132, 11 pages, 2010.

[21] Weinberger, T., Dullenkopf, K., and Bauer, H.-J., “Influence of Honeycomb Facings on the Temperature Distribution of Labyrinth Seals”, ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air, Glasgow, UK, June 14-18, 2010, GT2010-22069.

[22] He, K., Li, J., Yan, X., and Feng, Z., “Investigations of the Conjugate Heat Transfer and Windage Effect in Stepped Labyrinth Seals”, International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 55, pp. 4536-4547, 2012.

[23] Chougule, H. H., Mirzamoghadam, A., and Ramerth, D., “CFD Simulation of Single Step and Double Notched Tooth for Labyrinth Seals”, ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, Düsseldorf, Germany, June 16 – 20, 2014, GT2014-26286.

[24] Desando, A., Rapisarda, A., Campagnoli, E., and Taurino, R., “Numerical Analysis of Honeycomb Labyrinth Seals: Cell Geometry and Fin Tip Thickness Impact on the Discharge Coefficient”, ASME Turbo Expo 2015: Turbine

Technical Conference and Exposition, Montréal, Canada, June 15 – 19, 2015, GT2015-42106.

[25] 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, 10 pages, 2016.

[26] Nayak, K. C., and Dutta, P., "Effect of Rub-Grooves on Leakage and Windage Heating in Straight-Through Labyrinth Seals", Journal of Tribology, v. 138, 11 pages, 2016.

[27] Rapisarda, A., Desando, A., Campagnoli, E., and Taurino, R., "Rounded Fin Edge and Step Position Effects on Discharge Coefficient in Rotating Labyrinth Seals", Journal of Turbomachinery, v. 138, 17 pages, 2016.

[28] Dogu, Y., Sertçakan, M. C., Gezer, K., and Kocagül, M., 2018, "Flow Resistance Coefficients of Porous Brush Seal as a Function of Pressure Load", ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 140, No. 8, Paper no. 082504, 8 pages, August 2018.

[29] 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.

[30] Doğu, Y., Kocagül, M., Sertçakan, M. C., Duran, E. T., ve Özmusul, 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, 2016.

[31] Ansys-CFX v.17.0 Theory Guide, 2017, www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/cfx_thry/cfx_thry (Erişim tarihi: 08.05.2018).