



Numerical analysis of secondary flow loss reduction in axial turbine blades using a combined endwall fence and casing groove method

Emre Yıldırım*^{ID}, Levent A. Kavurmacıoğlu^{ID}

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, İstanbul Technical University, 34437, Gümüşsuyu-Beyoğlu,

Highlights:

- Analysing of secondary flows
- Assessment of secondary flow losses
- Secondary flow loss reducing

Keywords:

- Secondary flow
- Axial flow turbine
- Secondary flow loss
- Fence
- Groove

Article Info:

Research Article
Received: 07.02.2020
Accepted: 11.02.2022

DOI:

10.17341/gazimmfd.686234

Correspondence:

Author: Emre Yıldırım
e-mail:
yildirimemre@itu.edu.tr
phone: +90 212 293 1300

Graphical/Tabular Abstract

In this study, five different fence geometries which are 2, 3, 5, 7 and 10 x 1.7 mm (height x width) are applied to blades region, respectively. After that, 3.0x1.7 mm (depth x width, narrow) and 1.5 x 5.2 mm (depth x width, wide) sized groove geometries are added to the solution domain together with each fences. It is shown in Figure A. on the upper line the coefficients obtained for rotor (no fence and no groove) and for rotor with each fence, on the middle line the coefficients obtained for rotor with each fence and the narrow groove together and on the bottom line the coefficients obtained for rotor with each fence and the wide groove together. As indicated in literature total pressure loss is decreased both by each fence alone and fences with grooves [8-15].

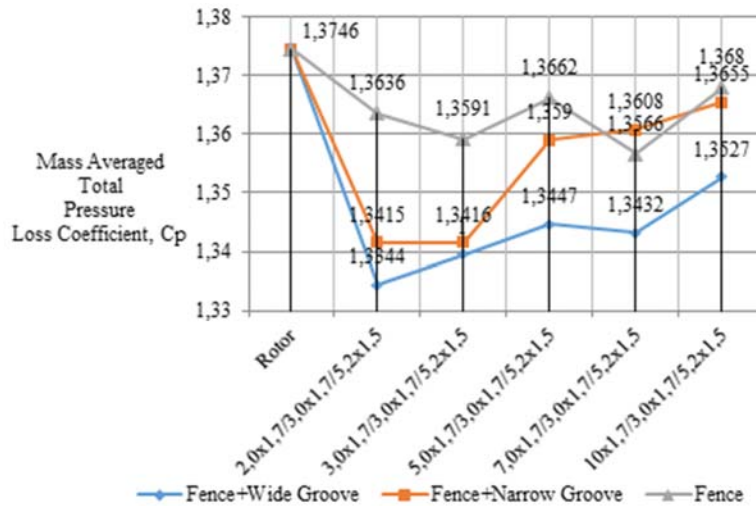


Figure A. Variation of total pressure loss coefficient

Purpose:

Three-dimensional and complex flow structure in axial turbines leads to aerodynamic losses and exergy destruction increase [1, 2]. The study is aimed to specify whether or not to be able to reduce secondary flow related aerodynamic losses in a gas turbine blade channel by using two different passive loss reduction methods. These methods are endwall fencing used mostly in axial turbine and casing groove mostly applied to tip region of compressor blades.

Theory and Methods:

In a process without heat transfer, entropy generation can be evaluated by total pressure loss point of view [22]. The total pressure losses are specified by calculating mass averaged total pressure loss coefficient at the blades outlet crosssections. Flow between blades is solved by incompressible N-S equations. Different fence and casing groove geometries are implemented to the blades passage to determine loss reduction levels.

Results:

The least coefficient is achieved by use 2.0x1.7 mm fence with 5.2x1.7 mm wide groove together. It is obtained 3 % reduction in total pressure loss coefficient compared to rotor case. This means lower total pressure losses and entropy generation level in blades with fences and grooves compared to rotor.

Conclusion:

It should also be considered compressibility and temperature effects. Furthermore, it should be performed an optimization process between fence and groove geometries to be able to decrease losses more.



Eksenel türbin kanatları arasında oluşan ikincil akış kayıplarının birleşik bariyer-yivleme yöntemi uygulanarak azaltılmasının sayısal olarak incelenmesi

Emre Yıldırım*^{ID}, Levent A. Kavurmacıoğlu^{ID}

İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 34437, Gümüşsuyu-Beyoğlu İstanbul, Türkiye

ÖNEÇIKANLAR

- İkincil akışların çözümlenmesi
- İkincil akış kayıplarının değerlendirilmesi
- İkincil akış kayıplarının azaltılması

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi
Geliş: 07.02.2020
Kabul: 11.02.2022

DOI:

10.17341/gazimmfd.686234

Anahtar Kelimeler:

İkincil akış,
eksenel türbin,
ikincil akış kayıpları,
bariyer,
yiv

ÖZ

Eksenel türbinlerin göbek ve kanat uç bölgelerinde oluşan karmaşık üç boyutlu ikincil akış yapılarının ana akış ile etkileşimi sonucunda yüksek oranda aerodinamik kayıplar oluşmaktadır. Bu çalışmada eksenel gaz türbini kanatları arasındaki akışta oluşan ikincil akış kaynaklı aerodinamik kayıpların azaltılmasına yönelik olarak literatürde bağımsız olarak kullanılan iki yöntem birleştirilerek incelenmiştir. Bu yöntemler kanatlar arası bölgeye bariyer ilave edilmesi ve literatürde kompresör kanatları için uygulanan kasa geometrisinin yivlenmesi yöntemleridir. Bu doğrultuda öncelikle bariyer ve yiv uygulanmamış rotor hali incelenmiş, ardından beş farklı geometride bariyer uygulanmış durum ve son olarak her bir bariyerle birlikte olmak üzere iki farklı yiv geometrisi birleştirilerek oluşan geometriler için akış alanları ve kayıplar incelenmiştir. Kayıpların değerlendirilmesinde kanatlar arası bölge giriş ve çıkış toplam basınçlarında görülen farklar ve bu farkların kütle ortalamalı toplam basınç kayıp katsayısına dönüştürülmesi yöntemi uygulanmıştır. Analizlerin sonucunda gerek bariyerlerin tek başlarına ve gerekse yivlerle birlikte kayıp katsayılarında azalma sağladıkları görülmüştür. Sonuç olarak en fazla kazancın 2,0x1,7 mm'lik bariyer ve 1,5x5,2 mm'lik geniş yiv geometrisinin birlikte uygulanmasıyla elde edildiği belirlenmiş ve toplam basınç kayıp katsayısında %3'lük bir iyileşme sağlanmıştır.

Numerical analysis of secondary flow loss reduction in axial turbine blades using a combined endwall fence and casing groove method

HIGHLIGHTS

- Analysing of secondary flows
- Assessment of secondary flow losses
- Secondary flow loss reducing

Article Info

Research Article
Received: 07.02.2020
Accepted: 11.02.2022

DOI:

10.17341/gazimmfd.686234

Keywords:

Secondary flow,
axial turbine,
secondary flow loss,
fence,
groove

ABSTRACT

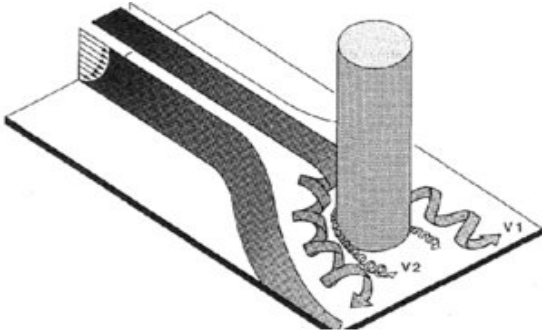
Highly three-dimensional and complex flow structure on hub and tip region of blades in axial turbines leads to significant amount of aerodynamic losses. In this study, it is numerically investigated a method which is combined with two different methods used in literature independently to reduce secondary flow related aerodynamic losses in axial gas turbine blades. First method is endwall fencing which is used mostly for hub region and the other one is casing groove that is applied to stall problem in tip region of compressor blades. The main objective of the study is to specify the rate of decreasing secondary flows related losses by implementing fences of different geometries and casing groove treatment. In this sense firstly, solution geometry is formed by using a real blade shape. After that, five different fence geometries are implemented to geometry. After it is obtained solutions with fences, they are added two different casing groove geometries to the solution domain together with each fences. To evaluate losses, it is utilized mass averaged total pressure loss coefficient which is based on normalized total pressure differences at inlet and outlet of blades. As a result, it is seen that fences individually and both methods together, the loss coefficients are reduced. The most reduction is obtained 2.0x1.7 mm fence with 5.2x1.7 mm groove together and 3 % reduction in total pressure loss coefficient was obtained.

*Sorumlu Yazar/Yazarlar / Corresponding Author/Authors : *yildirimemre@itu.edu.tr, kavurmacio@itu.edu.tr / Tel: +90 212 293 1300

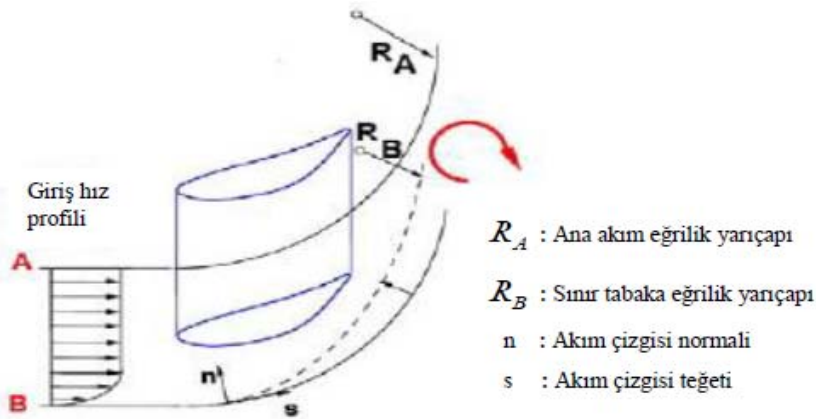
1. Giriş (Introduction)

Eksenel gaz türbinli motorlar; termik santrallerde elektrik üretimi ile ulaşım, taşımacılık ve askeri amaçlarla kullanılan çeşitli araçların güç ihtiyacını karşılamakta kullanılmaktadır. Fosil yakıtlara dayalı olarak çalışan gaz türbinli motorların performanslarını yükseltmek yönündeki eğilim, türbin analizi ve tasarımına ilişkin çalışmaların yoğunlaşmasına neden olmaktadır. Bir Boeing 747 uçağı için özgül yakıt tüketimindeki %0,1 oranındaki iyileşmenin yıllık 22000 ABD doları tasarruf anlamına geldiği ifade edilmektedir [1]. Dünya genelinde binlerce gaz türbinli sistemin işletmede olduğu göz önüne alındığında ekonomik katkının önemi anlaşılabilir. Ayrıca, yakıt tüketiminin azaltılmasının çevre ve insan sağlığı açısından da önemli olduğu açıktır. Bu çerçevede, eksenel gaz türbinli performansının artırılmasında, kanatlar arasındaki akışın anlaşılması ve aerodinamik kayıpların azaltılmaya çalışılması önemli bir unsurdur. İkincil akışların yol açtığı aerodinamik kayıpların toplam basınç kaybının %30-50'sinden tek başlarına sorumlu olduğu belirtilmektedir [2]. Üç boyutlu ve birbirleriyle karmaşık etkileşime sahip olan bu akışların ve sorumlu oldukları kayıp mekanizmalarının anlaşılması türbin performansında elde edilecek iyileştirmeler için başlangıç noktasını oluşturmaktadır.

İkincil akışlar; düzlem üzerinde hareket eden akışkana ait sınır tabakasının, yüzeyle silindirik küt cismin birleştiği ve durma noktası olarak adlandırılan bölgeye yaklaşması sonucu sınır tabaka içerisindeki değişken giriş toplam basıncı nedeniyle çevrili (vortex) bir harekete dönüşmesi, ardından geometrinin özelliğine göre üç boyutlu ve karmaşık bir akış olarak aşağı akım bölgesine doğru hareketine devam etmesi şeklinde düşünülebilir (Şekil 1).



Şekil 1. Silindir önündeki sınır tabakanın çevrili hareketi [3]
(Vortical motion of a boundary layer at junction of cylinder and endwall)



Şekil 2. Kanal içerisinde sınır tabakada kuvvet dengesinin sağlanması [4] (Balance of forces in boundary layer)

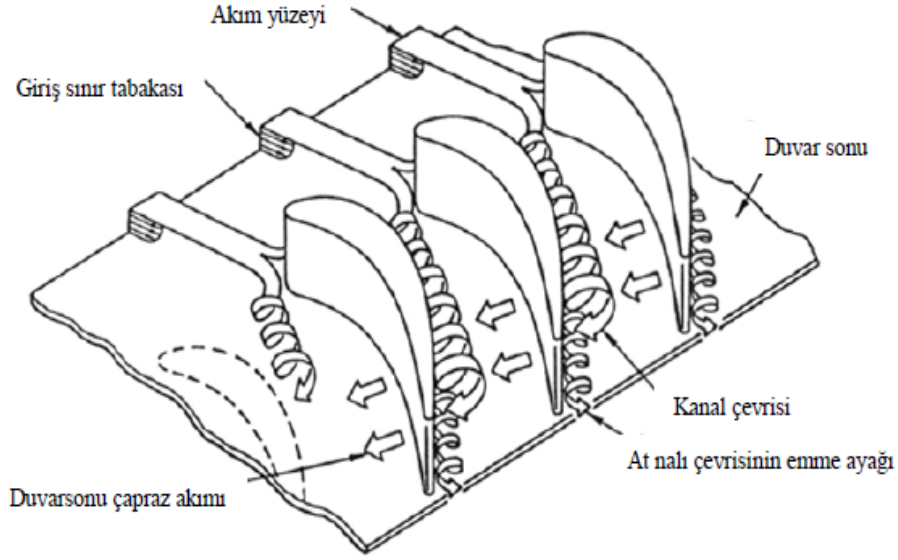
Biçimsel benzerlik nedeniyle al nalı çevrili (horse-shoe vortex) olarak adlandırılan bu akış yapısının küt cisim önünden ayrılarak aşağı akım yönünde hareket etmesi, bu çevri ipçiklerinin, üzerinde hareket ettiği katı cidarla etkileşime girmesine neden olur. Ayrıca, akışın türbin kanatları gibi eğrisel bir kanal içine girdiği göz önüne alındığında, akışın genel olarak dönme hareketine maruz kaldığı, akışkan parçacıklarının basınç değişimine kanal eğriliği nedeniyle çembersel hareket ile karşılaşarak dengede kalabildiği ve sınır tabaka içindeki hız farklılığı nedeniyle akışkan parçacıklarının merkezciil ivmelerinin ve buna bağlı atalet kuvvetlerinin sınır tabaka boyunca değiştiği görülmektedir. Basınç kuvvetleri ile merkezciil atalet kuvvetlerinin dengesi matematiksel olarak; p - basınç, n - akışın normal doğrultusu, R - eğrilik yarıçapı, V -hız ve $\frac{\partial p}{\partial n}$ - akım çizgisine dik yöndeki basınç değişimi olmak üzere, Eş.1 ile verilebilir.

$$\frac{\partial p}{\partial n} = \frac{\rho V^2}{R} \quad (1)$$

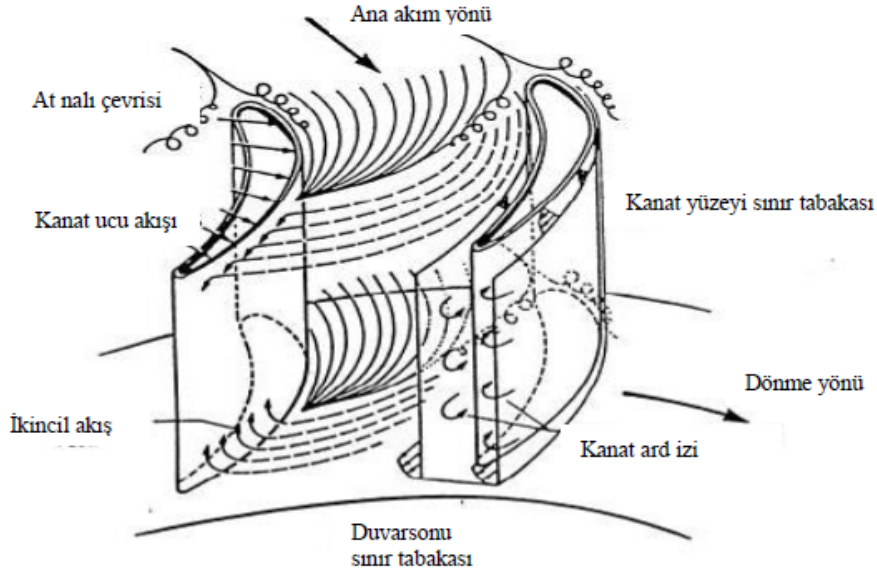
Sürtünmesiz akış halinde basınç ve merkezkaç kuvvetler denge halindedir. Ancak sürtüneli akışta sınır tabaka içerisinde durum farklıdır. Sınır tabaka boyunca statik basınç değişmemekle birlikte sınır tabaka içerisindeki akım ipçiklerinin hızları ana akıma göre azalır. Atalet ve basınç kuvvetleri arasında meydana gelen kuvvet dengesizliği, sınır tabaka içerisindeki akışkan parçacıklarının izledikleri eğrisel yörüngelerin eğrilik yarıçaplarının değişmesiyle giderilir ve denge sağlanır (Şekil 2).

Eğrilik yarıçapındaki bu değişim nedeniyle kanal içerisindeki ana akım hatlarından ayrılmış akış yapıları belirginleşmeye başlar. Bu akış yapıları ikincil akışlar olarak adlandırılmaktadır. Eksenel türbin kanatları arasında ve göbek (hub) üzerinde meydana gelen ikincil akışların genel görünümü Şekil 3'te verilmektedir. Göbek üzerinde oluşan ikincil akışlara ilave olarak kanat ucu (blade tip) bölgesinde de ikincil akışlar (tip leakage / clearance flow) oluşmakta ve kanat ucu sızıntı çevrilerine (tip leakage / clearance vortex) neden olmaktadır.

Şekil 4'te kanatlar arasındaki ikincil akış yapılarının genel gösterimi ve birbiriyle etkileşimleri verilmektedir. Kanat ucu bölgesinde kanat uç yüzeyi ve devamında kanatlar arası bölgeye kadar uzanan akış yapıları Şekil 5'te görülmektedir. Burada gövde (casing) ve kanat ucu arasındaki dar aralık (tip gap) boyunca, kanadın emme ve basınç yüzeyleri arasındaki basınç farkı nedeniyle bir akışın oluştuğu görülmektedir. Kanat uç yüzeyinin geometrik biçimine ve aralık değerine bağlı olarak farklı fiziksel özellikler alabilen bu sızıntı akışı aralığı geçerek bir sonraki kanatlar arası bölgeye karışır. Aralığı geçerken ve ana akıma karışması sırasında sızıntı akışı çevrili bir



Şekil 3. Doğrusal kanat dizininde göbek üzerinde ikincil akış yapısı [5] (Secondary flows on a cascade hub)



Şekil 4. Kanatlar arası bölgede akış yapısı [6] (Flow structures in blades channel [6])

yapıya dönüşerek sızıntı çevrisini oluşturur. Sızıntı çevrisi aralığı terk ederek ana akışa karıştığına ise kanat ucu bölgesinde meydana gelmiş olan kanal çevrisi ile etkileşime girerek daha büyük bir çevri yapısına dönüşür.

İkincil akışların şiddetlerinin ve olumsuz etkilerinin azaltılabilmesi amacıyla aktif ve pasif yöntemler uygulanabilmektedir. Aktif yöntemler akış alanı içerisine küçük debili akışlarla müdahale edilerek ikincil akışların süpürülmesi veya etkilerinin azaltılması olarak tanımlanabilir. Pasif yöntemler ise akış alanı içerisinde geometride yapılan değişikliklerle ikincil akış yapılarını ve etkilerini değiştirmek amacıyla uygulanır. Çalışmada pasif yöntemlerden olan bariyer ve yiv yaklaşımları incelenmiştir. Tablo 1, pasif yöntemlere ilişkin genel hususları özetlemektedir.

Moon ve Koh [8], sınır tabaka bariyerlerinin davranışını sıkıştırılmaz akış için sayısal olarak çözmüşlerdir. Bu uygulamayla bariyerin kanal çevrisinin yapısını değiştirdiğini ve at nalı çevrisinin kanal karşı

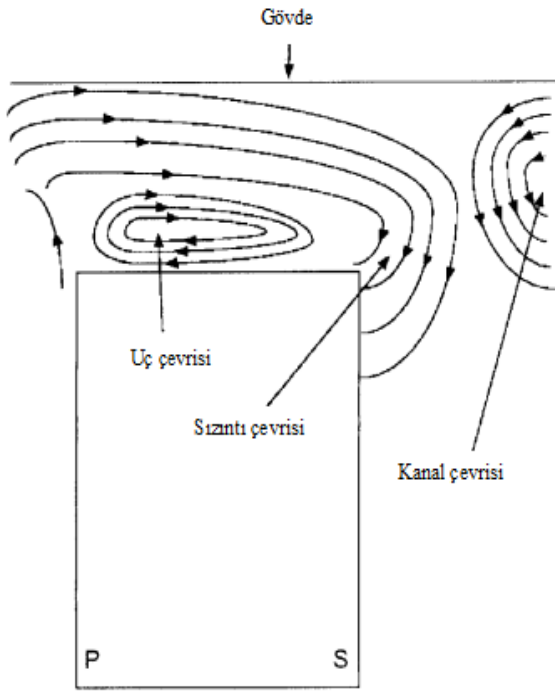
akımıyla birleşimini önledikleri ifade edilmektedir. Çalışmada kullanılan çözüm ağı Şekil 6'da verilmiştir.

Kawai vd. [9, 10], bariyer uygulamalarını deneysel olarak incelemişlerdir (Şekil 7). Bu durumda kayıpların %25'e kadar azaltılabildiği belirlenmiştir.

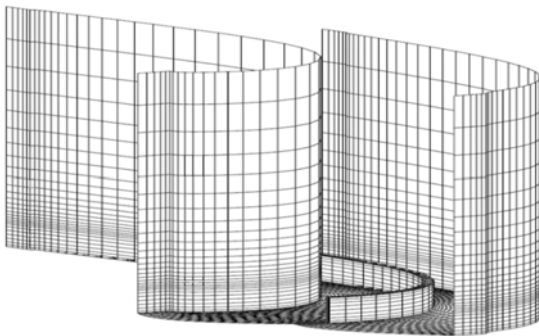
Kumar ve Govardhan [11] tarafından, ikincil kinetik enerjinin azaltılması için uygulanan bariyer geometrileri ile ikincil akışın kinetik enerjisinin %17 oranında azaldığı belirtilmektedir. Kumar ve Govardhan [12]'in ikincil kinetik enerjinin azaltılmasına yönelik diğer çalışmasında bariyerin kanal çevrisine karşı yönde dönen ve kanal çevrisini zayıflatan bir çevri oluşturduğu gözlemlenmiştir. Kanal çevrisinin kanat yüksekliği boyunca kapladığı bölgenin ve şiddetinin %50 oranında azaldığı ifade edilmektedir. Ayrıca, ikincil kinetik enerji kaybı katsayısında %27'lik bir iyileşmenin olduğu belirtilmektedir. Bariyerin at nalı çevrisinin basınç ayağını tutarak olumsuz etkisini zayıflattığı ifade edilmektedir (Şekil 8).

Tablo 1. Pasif ikincil akış azaltma yöntemleri (Passive secondary flow reducing methods)

Pasif Yöntemler	Amacı
Kanat ucu kenarının yükseltilmesi (squealer tip)	Sızıntı akışını sınırlayarak çevrıntili akış miktarını azaltmak
Kanat ucuna kanatçık (winglet) uygulaması	Basınç kenarından emme kenarına olan akışı azaltmak
Kasanın yivlenmesi (casing groove)	Sızıntı akışı miktarını veya hızını değiştirerek sızıntı çevrisini azaltmak
Kasaya oyuk açılması (casing slotting)	Sızıntı akışının kanatlar arası bölgeye geçişini sınırlamak
Göbek üstüne bariyer uygulanması	At nalı çevrisini bölerek kanal çevrisinin büyümesini sınırlamak
Şerit (fillet) uygulamak	Hücum kenarı hızlarını değiştirerek at nalı çevrisini azaltmak
Göbek bölgesine bombe (bulb) uygulamak	Hücum kenarı hızlarını değiştirerek at nalı çevrisinin büyüklüğünü azaltmak



Şekil 5. Kanat ucu ve gövde arasındaki boşlukta akış yapısı, P: basınç kenarı, S: emme kenarı [7]
(Flow structure in the gap between blade tip and casing, P: pressure side of blade, S: suction side of blade)



Şekil 6. Bariyer ile kanat emme ve basma yüzeyine ait çözüm ağı [8]
(Grid of fence, pressure side and suction side)

Goswami ve Govardhan [13] tarafından eğik kompresör rotor kanat ucuna çevresel oyuk uygulanarak güç azlığı (stall) kararlılığı ve performans analizi gerçekleştirilmiştir. Oyuk kullanılmasıyla birlikte kompresör güç azlığı davranışında iyileştirme sağlandığı ifade

edilmiştir. Zhu vd. [14] tarafından kompresör kanat ucuna uygulanan farklı yiv geometrilerinin oluşturduğu kayıp mekanizmaları analiz edilmiştir. Sızıntı akışı ve ana akım alanı etkileşiminin doğurduğu kayıpların yiv uygulaması ile azaltılabildiği belirtilmiştir (Şekil 9). Shivayogi vd. [15]'nin kanat uzunluğu boyunca yivleme yöntemiyle kompresör kanat ucu için yaptıkları çalışmada yivlemeyle güç azlığının düştüğü ifade edilmiştir. Yivlemeyi kanat uzunluğunun %38 ve %100'ünü kaplayacak şekilde iki yiv geometrisiyle gerçekleştirmişlerdir. Yiv ve sızıntı akışının güçlü bir etkileşimde bulunarak sızıntı çevrisini değiştirdiği görülmüştür.

Çalışmada; öncelikle bariyersiz ve yivsiz rotor halinin incelenmesi ardından farklı geometrideki bariyerlerin eklenmesi, sonunda ise kasa iyileştirme (yivleme) geometrisinin bariyerlerle birlikte birleştirilmesi sonucunda oluşan akış alanlarının elde edilmesi ve aerodinamik kayıpların ne ölçüde azaltılabildiğinin anlaşılması amaçlanmıştır. Çalışmada bariyersiz ve yivsiz rotor haline yönelik inceleme ile bariyer / yiv geometrilerinden kayıp en çok azaltan geometriye ilişkin sonuçlar paylaşılmış bahsedilen diğer geometrilere yönelik elde edilen sonuçlar grafik olarak Sonuçlar ve Tartışma bölümünde verilmiştir.

2. Teorik Yöntem (Theoretical Method)

2.1. Matematik Model (Mathematical Modeling)

Eksenel türbin içerisindeki akışın analizi Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinden (HAD) faydalanılarak gerçekleştirilmiştir. Akışın sıkıştırılmaz, sürtmeli, zamandan bağımsız ve türbülanslı olduğu kabulü yapılarak elde edilen Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (Eş. 2 Süreklilik ve Eş. 3 Momentum) denklemleri sonlu hacimler yöntemi uygulanarak çözümlenmiştir.

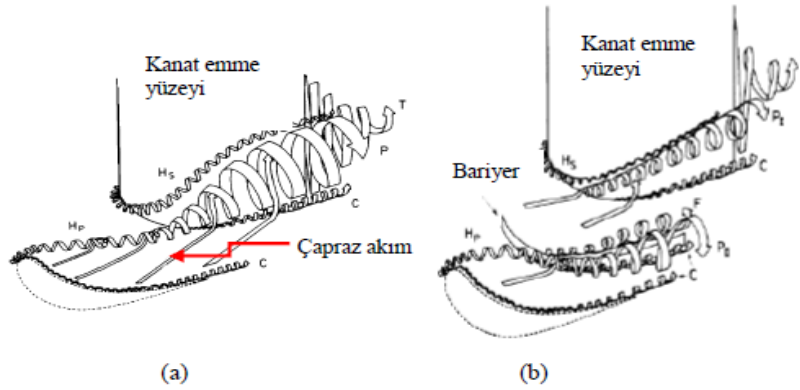
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \bar{U}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

$$\rho \frac{D \bar{U}_i}{Dt} = F_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial \bar{U}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \rho \overline{u_i u_j} \right] \quad (3)$$

Analizlerde sıkıştırılmaz akış yaklaşımı kullanıldığından sıcaklık etkileri dikkate alınmamış ve enerji denklemi kullanılmamıştır.

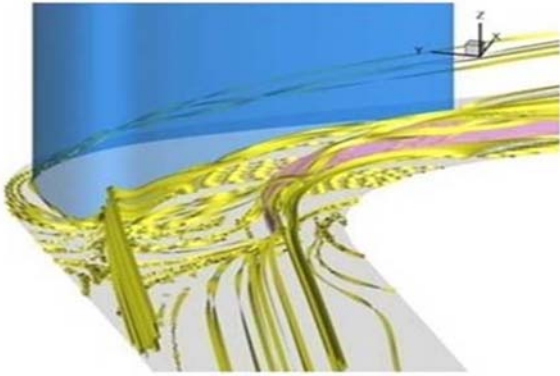
2.2. Çözüm Hacmi ve Ağınnın Oluşturulması (Computational Domain and Grid Generation)

Çözüm hacminin oluşturulmasında CATIA yazılımı, çözüm ağınnın uygulanmasında ise ANSYS yazılımından yararlanılmıştır. Analizler

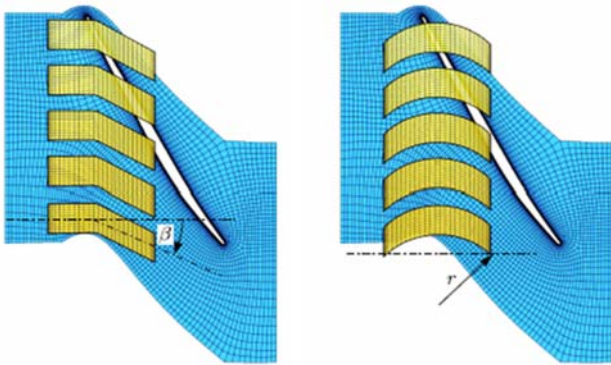


Şekil 7. Türbin kaskadında çevri yapıları: (a) bariyersiz, (b) bariyerli [9, 10] (Vortex structure in a cascade: (a) no fence, (b) with fence)

dairese kanat dizisiyle oluşturulan geometriler üzerinde uygulanmıştır. Kullanılan kanat yapısı Pennstate Üniversitesi Eksenel Akışlı Türbin Test Kurulumu (Axial Flow Turbine Research Facility)'nda yer alan rotorun kanat şekline yaralanılarak oluşturulmuştur [16]. Şekil 10'da analizlerde kullanılan kanatların resmi ile bariyer ve yiv geometrilerinin eklenmesiyle elde edilen kanatlararası bölge yapısı görülmektedir.



Şekil 8. Bariyerli akış yapısı (Flow structure with fence)



Şekil 9. Eksenel yiv uygulamaları [14] (Implementations of axial casing groove)

Bariyerler kanatlar arası geometriye yerleştirilen ve duvarsonu üzerinde yükselti oluşturan yapılar, yivler kasa geometrisi içerisine açılan girintiler şeklindedir. Bariyer ve yivler kanat uzunluğu boyunca kanat eğriliğini takip edecek şekilde seçilmişlerdir. Çözüm hacmi iki kanat arasını ve simetri düzlemleri oluşturan komşu iki yarı kanat arası bölgeyi kapsayacak şekilde oluşturulmuştur. Kanatlar

kanat yüksekliği boyunca eğilmiş (lean) ve kanat kesitleri birbiri üstünde olmayacak şekilde kaydırılmış (staggered) kanat biçimindedir. Bir başka deyişle kanat dik kanat şeklinde değildir. Kanatlar arası bölge, bariyer ve yiv yerleşimi dikkate alınarak boyutlandırılmıştır. Bariyer ve yiv ölçüleri, literatürdeki çalışmalar ve ön bilgi sağlayan sayısal bir ısıl-mekanik analiz sonucuna göre gerçek çalışma koşullarındaki kuvvetlere dayanabileceği değerlendirilen ölçülerde seçilmiştir. Akış hacminin ana geometrik ölçüleri Şekil 11'de verilmektedir. Bariyerler göbek üzerinde kanadın göbek kökü eğriliğini izleyecek şekilde ve kanatlar arası bölgenin ortasına gelecek şekilde konumlandırılmıştır.

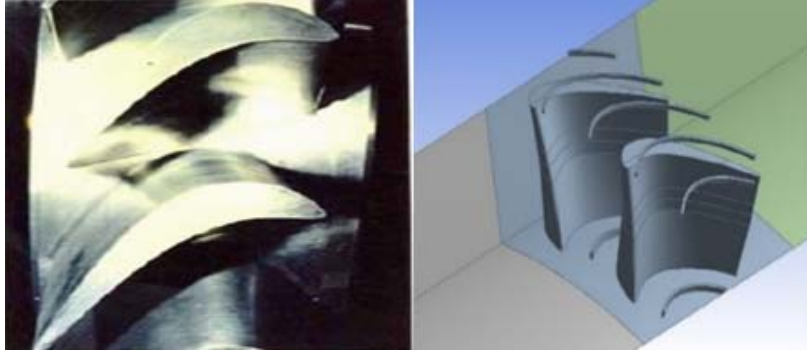
Şekil 12'de kanat, bariyer ve yivlerin şematik gösterimi verilmektedir. Oluşturulan geometri için çözüme yönelik sayısal ağ, akış hacminin sınırlarına göre elde edilmiştir. Akış hacmi; giriş, kanatlar arası bölge, periyodik yüzeyler ve çıkış olacak şekilde modellenmiştir. Bariyer geometrileri prizmatik şekilde ve şerit benzeri bir yapıdadır. Bariyer yüksekliği rotorun dairesele şekline dolayı hücum kenarından başlayarak fırar kenarına doğru artacak şekilde modellenmiştir. Akış hacmini oluşturan bölgelerin akışa etkileri değerlendirilerek sayısal ağ yapısı elde edilmiştir. Giriş kısmının geometrik olarak düzgün olması, akışı kanatlar arası bölgeye taşıması ve içerisinde görece düzgün bir akış olması nedeniyle bu bölüm yapısal ağ biçiminde oluşturulmuştur.

Kanatlar arası bölgenin ise gerek geometrik açıdan gerekse akış yapısı olarak karmaşık bir biçiminin bulunması nedeniyle bu bölge yapısal olmayan ağ şeklinde modellenmiştir (Şekil 13). Çıkış kısmı ise giriş kısmındaki değerlendirmeler paralelinde yapısal ağ olarak düzgün elemanlardan meydana getirilmiştir.

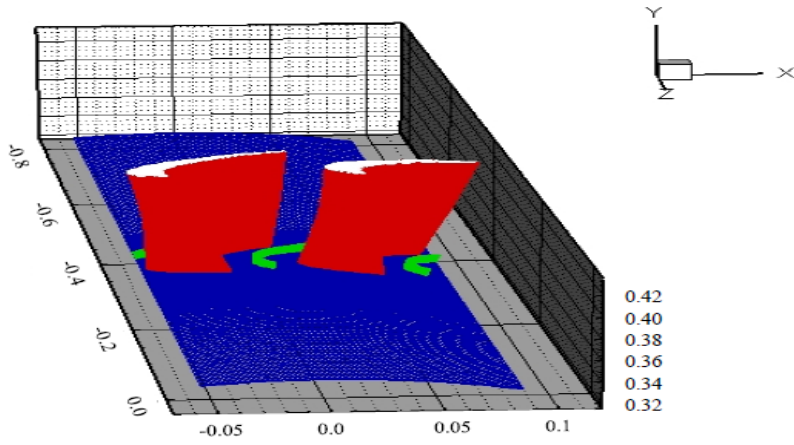
Rotora ait fiziksel özellikler Tablo 2.'de verilmektedir. Tablo 3'te çalışmada kullanılan bariyer ve yiv geometrilerine ilişkin tanımlar, ölçüler ve isimlendirme sunulmaktadır.

2.3. Türbülans Modeli ve Çözümlerin Elde Edilmesi (Turbulence Modeling and Analysis Process)

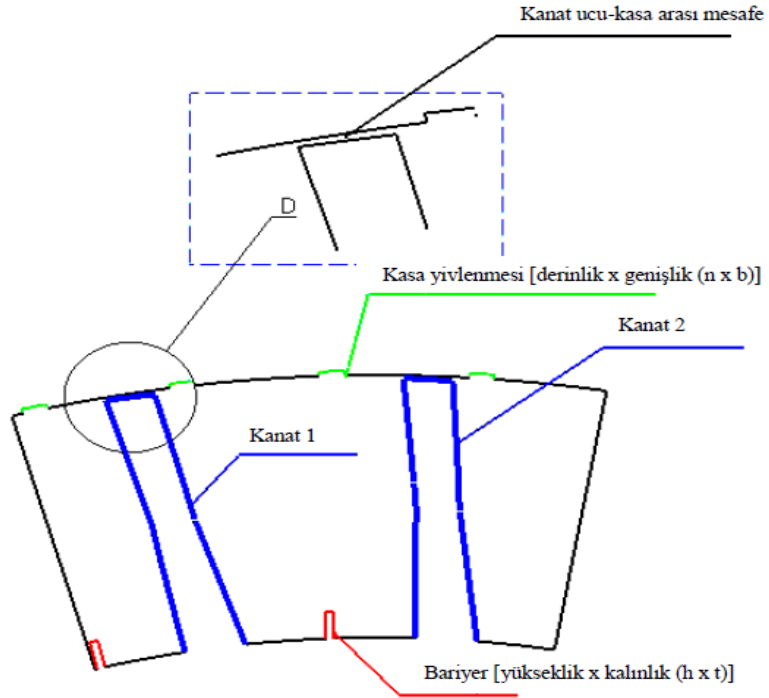
Türbülans modeli olarak SST k- ω modeli kullanılmıştır. SST k- ω modelinin seçilmesinde; literatürde karşılaşılan çalışmalarda modelin eğrisel kanal akışlarının tahmin edilmesinde doğru sonuçlar verdiğinin belirtilmesi belirleyici olmuştur [17, 18]. El-Batsh vd. [19] tarafından yapılan çalışmada türbin kanatları arasındaki akışta modelin ısı geçişi, ikincil akışlar, ters basınç değişimleri ve akış ayrılmasının belirlenmesine yönelik amaçlar açısından kabul edilebilir doğrulukta sonuçlar verdiği ifade edilmektedir. Menter vd. [20] tarafından SST k- ω modelinin, özellikle katı cidar üzerindeki türbülans çözümlerinde, boyutsuz duvar sayılarının elde edilmesinden kaynaklanabilecek hata miktarını azaltmada ve duvar yaklaşımlarını kullanmada etkin olduğu ve doğru sonuçlar verdiği



Şekil 10. Rotor kanatlarının resmi ve analiz hacminin sayısal ortamda yerleşimi
(Picture of rotor blades and location of fences and grooves in computational domain)



Şekil 11. Akış hacminin geometrik ölçüleri (m) (Measures of flow domain geometry)

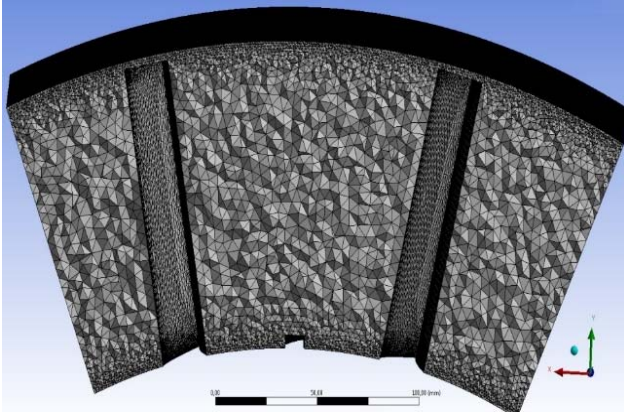


Şeki 12. Kanat, bariyer ve yivlerin şematik gösterimi (Schematic representation of blades, fences and grooves)

belirtilmiştir. Duvar bölgeleri için ayrıntılı çözümlerin elde edilmesinde sınır tabakaların ağ yapılarının hassas ve küçük şekilde

oluşturulması gerekli olmakla birlikte $y^+ < 1$ şartının tüm katı bölgelerde sağlanmasının karmaşık geometriler için her zaman

olanaklı olamadığı ifade edilmektedir. Çözüm ancak sayısal ağ eleman sayısının yükseltilmesi ve buna bağlı olarak çözüm süresinin artması yoluyla sağlanabilmektedir. Bununla birlikte, duvar üzerinde viskoz alt tabakanın çok hassas çözülmesi ağ hacimlerinin şekil oranlarının bozulmasına veya çarpıklaşmasına neden olarak çözüm doğruluğunu azaltabilmektedir. Bu sorunun olumsuz etkileri SST k- ω türbülans modelinin uygulanmasıyla azaltılmaya çalışılmıştır. Çözümler analiz modellerine bağlı olacak şekilde 2000-2500 adım sayısında, yakınsama kriteri olarak adımlar arasındaki fark 10^{-4} değerini sağlayacak şekilde ve türbülans modeli için yazılımın varsayılan değerleri kullanılarak elde edilmiştir. Karmaşık geometriye rağmen türbülans modelinin yukarıda bahsedilen özellikleri ve yazılım içerisinde yer alan uygulamasıyla, belirtilen değerde bir yakınsama ile analizin genel kapsamı içerisinde çözümler elde edilmiştir. Yakınsama kriterinin küçültülmesi kullanılan türbülans modeli ve kullanılan geometriler için mümkün olmamıştır. Ağdan bağımsızlık değerlendirmesinde, çözümler 4,5 ve 5,2 milyon eleman sayısı için tekrarlanmış, giriş ve çıkış kütle debilerinin farkının %0,0016'dan az olduğu belirlenmiştir. Bariyersiz ve yivsiz kanat orta düzlemine ilişkin statik basınç katsayısı (C_{ps}) değişiminin aynı kanatı kullanan doğrusal dizinli rotora yönelik yapılan diğer bir çalışmada elde edilen kanat ortası statik basınç katsayısı dağılımıyla karşılaştırması Şekil 14'te verilmektedir [21]. Statik Basınç Katsayısı değeri girişteki hız ve ortalama statik basınç değerleri kullanılarak kanat orta düzlemi üzerindeki statik basınç boyutsuzlaştırılmasıyla elde edilmiştir.



Şekil 13. Kanatlar arası bölgede yapısal olmayan ağın oluşturulması (Unstructured mesh generation of blade channel)

Tablo 2. Rotor geometrisi ve çalışma koşullarına ilişkin özellikler. (Rotor geometrical and working conditions)

Özellik	
Rotor Göbek Çapı [mm]	333
Kanat Giriş Hızı [m/s]	78,47
Rotorun Kanat Sayısı [adet]	29
Kanat Şekli	Eğik ve kaydırılmış
Debi (analiz edilen bölgede) [kg/s]	0,85
Devir hızı [rad/s]	104
Kanat Yüksekliği [mm]	98
Kanat Eksenel Uzunluğu [mm]	75
Kanat Ucu Kasa Arası Mesafe [mm]	1,8
Giriş Kesiti Sınır Tabaka Kalınlığı [mm]	5
Girişteki Türbülans Yoğunluğu [%]	5
Kanatlar Arası Mesafe [mm]	72

Tablo 3. Bariyer ve yivlerin simge ve ölçüleri (Symbols and size of fence and groove geometries)

Bariyer simgeleri	h x t (mm x mm)	Yiv simgeleri	n x b (mm x mm)
b1	2,0 x 1,7	y1 (dar yiv)	3,0 x 1,7
b2	3,0 x 1,7	y2 (geniş yiv)	1,5 x 5,2
b3	5,0 x 1,7		
b4	7,0 x 1,7		
b5	10,0 x 1,7		

2.4. Kayıpların Çözümlemesine Yönelik Teorik Temel (Theoretical Background of Loss Analysis)

Isı geçişsiz kabul edilebilecek kanatlar için entropi değişimi (ΔS), P_{02} - çıkış kesitindeki toplam basınç, P_{01} - giriş kesitindeki toplam basınç ve R , ideal gaz sabiti olmak üzere Eş. 4'te verilmektedir [22].

$$\Delta S = -R \ln \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right) \quad (4)$$

Kayıpların öngörülmesinde giriş ve çıkıştaki kütle ortalamalı toplam basınç farkının, girişteki dinamik basınç ile boyutsuzlaştırılmasıyla elde edilen kütle ortalamalı toplam basınç kayıp katsayısından (C_p) yararlanılmıştır. Bu katsayı; P_{01} - girişteki kütle ortalamalı toplam basınç, P_{02} - çıkıştaki kütle ortalamalı toplam basınç ve $\frac{1}{2} \rho V^2$ girişteki dinamik basınç olarak uygulanmak üzere Eş. 5'te ifade edilmektedir.

$$C_p = \frac{P_{01} - P_{02}}{\frac{1}{2} \rho V^2} \quad (5)$$

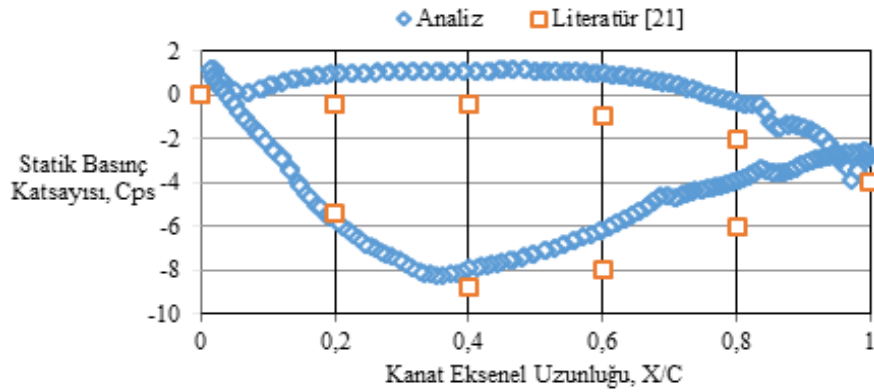
Türbin güç değeri üzerinde kanatlar arasında oluşan entropi üretiminin olumsuz etkisi göz önünde bulundurulduğunda, termodinamik verimlilik hesaplamalarında bütünsel bir entropi üretimi çözümlemesine yönelik olarak sıcaklıklar basınçlarla birlikte dikkate alınmalıdır. Bu çalışmada, enerji denkleminin kullanılmadığı soğuk türbin ve sıkıştırılmaz akış hali kapsandığından, çıkış toplam basıncındaki değişimin belirlenmesi amaçlanmıştır. Verimin sıkıştırılabilirlik ve ısı geçişi etkilerinin ilave edilerek elde edilmesinin daha kesin sonuçlara ulaştıracağı belirtilmelidir.

3. Sonuçlar ve Tartışma (Results and Discussions)

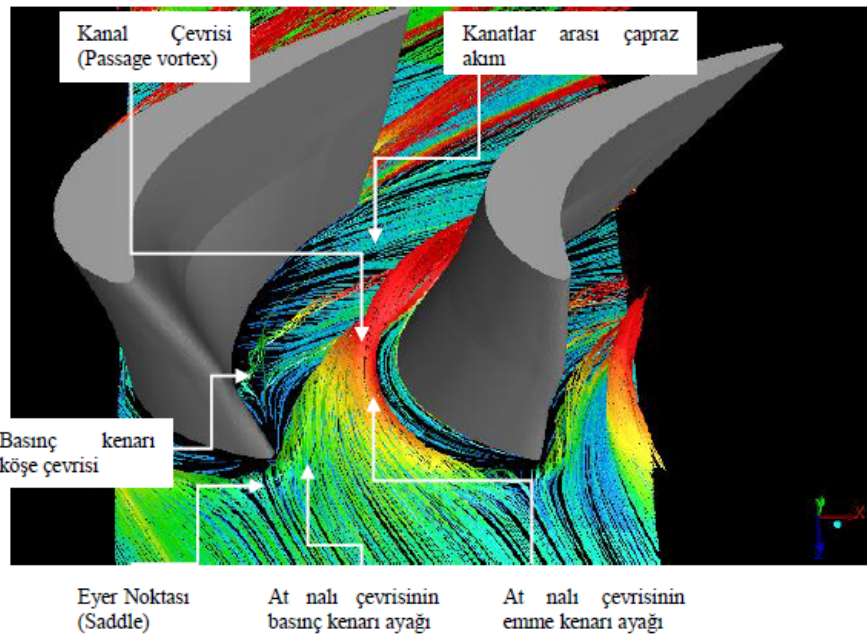
3.1. Bariyer ve Yiv Uygulanmamış Rotor Durumu (Rotor without fence and groove)

Şekil 15'te dairesel kanat dizini şeklinde oluşturulan ve bariyer ve yiv uygulanmamış haldeki göbek üzerinde oluşan at nalı ve kanal çevrisinin yapısı üç boyutlu olarak verilmektedir. At nalı çevrisinin her iki ayağı ile kanal karşı (çapraz) akımının etkileşiminden büyük ölçekli kanal çevrisinin oluştuğu görülmektedir. Kanatlar arası bölgede aerodinamik kayıpların büyük çoğunluğu kanat emme yüzeyine ulaşarak kanat yüksekliği boyunca turmanan kanal ve at nalı çevrisi nedeniyle oluşmaktadır. Kanat şekline ve akış koşullarına bağlı olarak at nalı çevrisinin basma ve emme ayakları ile kanal karşı akımının etkileşimiyle ortaya çıkan sonuçtaki çevrinin büyüklüğü ve biçimi farklı olabilmektedir.

Şekil 16'da birbirine komşu kanatların basma ve emme kenarlarından gelen at nalı çevrisinin basınç ve emme ayaklarının kanal içerisindeki etkileşimi sonucunda ortaya çıkan kanal çevrisine ait hız vektörleri



Şekil 14. Statik basınç katsayılarının karşılaştırılması (Comparison of static pressure coefficients on rotor blade midspan)



Şekil 15. Kanatlar arası göbek bölgesinde akış yapısı (Flow structure on hub region)

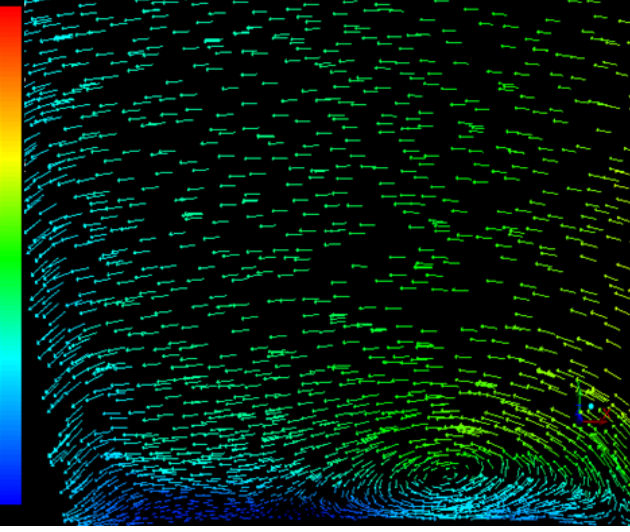
verilmektedir. Hız vektörlerinden at nalı çevrisinin basma ve emme ayaklarının etkileşmesi nedeniyle görece büyük ve tek parçalı bir yapıya dönüştüğü görülmektedir. Kanal içerisinde ilerlemesine devam ederek kanal karşı akımıyla da etkileşecek olan bu çevri yapısı kanat firar kenarına yaklaştıkça kanat yüzeyinde yükselerek kanalı terk etmektedir. Ana akımdan ayrılan ve ondan beslenen bu çevri yapısı göbek bölgesindeki aerodinamik kaybın temel nedenidir.

Kanat uç bölgesindeki akış yapısı Şekil 17 (a)'da verilmektedir. Kanatlar ile kasa arasındaki boşluk kanat uç yüzeyini kat eden belirgin bir sızıntı akışının oluşmasına neden olmaktadır. Sızıntı akışı dar boşluktan geçerek bir sonraki ana akım bölgesine katılarak aerodinamik kayıplara neden olan sızıntı çevrisine dönüşmektedir. Göbek bölgesine benzer şekilde kanat uç bölgesinde de sınır tabakanın etkisiyle at nalı çevri yapısının ve kanal karşı akımının etkileşimi görülmektedir. Kanat ucunda at nalı çevrisinin basınç ve emme ayakları ile kanal çevrisinin göbek bölgesine göre birbirinden daha bağımsız olarak hareket ettikleri ve firar kenarına doğru sızıntı çevrisinin içerisinde kaldıkları anlaşılmıştır.

Sızıntı akışı ve çevrisinin tek başına gelişimi Şekil 17 (b)'de görülmektedir. Sızıntı çevrisinin kanat hücum kenarı arkasından

kanala girer girmez çevrili yapıya evrildiği ve emme yüzeyinden bir miktar uzaklaşarak kanat uzunluğu boyunca eklenen sızıntı debisiyle yönünü ve doğrultusunu değiştirmeden büyüyerek firar kenarına ulaştığı görülmektedir. Sızıntı çevrisiyle diğer çevriler arasında ayırma hattı şeklinde belirgin bir sınır olduğu etkileşimin bu sınırdan içeri olacak şekilde olduğu belirlenmiştir. Şekil 18'de gösterilen çevrinti (vorticity) dağılımından, göbek üzerindeki kanal çevrisinin kanatın emme yüzeyinin üzerinde çıkışa kadar tırmanarak etkisini artırdığı görülmektedir. Benzer şekilde kanat uç bölgesinde de sızıntı akışı ve kanal çevrisinin etkileşimi nedeniyle yüksek miktarda çevrinti oluşumu görülmektedir. Dolayısıyla çıkış kesitinde yüksek bir kayıp bölgesiyle karşılaşılmaktadır.

Şekil 19'da çıkış kesitindeki kayıp katsayıları dağılımı verilmektedir. Kayıp miktarının gerek kanal çevrisi ve gerekse sızıntı çevrisinin çekirdeğinde en yüksek düzeyine ulaştığı ve kanat yüksekliğinin yaklaşık %40'ını kapsayan bir kayıp alanı oluşturduğu belirlenmiştir. Kanat ucu aralığının kanat yüksekliğine göre çok küçük olması ve rotorun dönmesi, sızıntı kayıp bölgesinin göbek bölgesine göre daha ince ve uzun yapıda olmasına neden olmaktadır. Rotor durumunda kanat çıkışında kütle ortalamalı toplam basınç kaybı katsayısı (C_p) değeri olarak 1.3746 değeri elde edilmiştir.

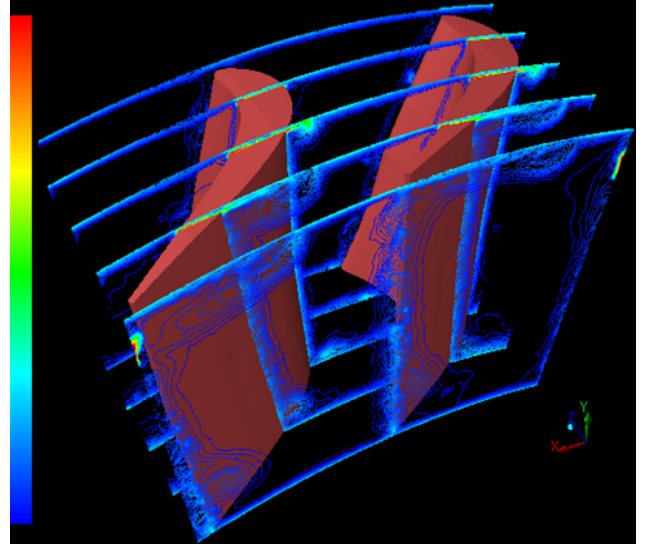


Şekil 16. Kanatlar arası göbek bölgesinde büyük ölçekli kanal çevrisi
(Large scale channel vortex structure on hub region)

3.2. $b1$ ve $y2$ Geometrilerinin Uygulandığı Durum (Rotor with $b1$ and $y2$ Geometries)

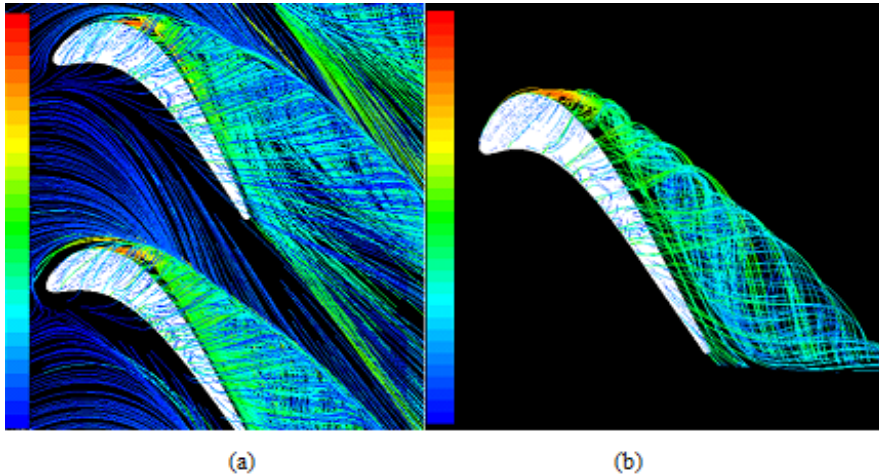
$b1$ bariyeri ile $y2$ yiv geometrisinin uygulanması sonucu elde edilen kanatlar arası göbek bölgesi orta kesitindeki hız vektörleri Şekil 20’de görülmektedir. Bariyer uygulamasında kanat hücum kenarında oluşan at nalı çevrisinin basınç ayağının bariyerle etkileştiği ve kanal içi çevri yapılarının bölündüğü görülmektedir.

Basınç ayağı, bariyerin dış bükey bölgesine yakın bir şekilde hareketini sürdürürken bariyersiz durumda karşılaşılan emme ayağı çevrisi ile yoğun etkileşime girme haliyle karşılaşılmamaktadır. Büyük ölçekli bir kanal çevri yapısı oluşmamasının kaybin düşük kalmasında etkili olduğu değerlendirilmektedir. Bariyersiz durumda at nalı çevrisinin basınç ayağı ile emme ayağı birleşirken burada bariyer nedeniyle ayrılarak iki çevri yapısı olarak hareketlerine devam etmektedirler. Emme ayağı bariyer iç bükey yüzeyi önünde hareket ederken basma ayağı bariyer üstünden bariyer uzunluğu boyunca hareket etmektedir. Diğer çevri ise at nalı çevrisinin basma ayağı ile kanal karşı akımının etkileşimiyle oluşan kanal çevrisidir. At nalı çevrisinin basınç ayağının emme ayağıyla birleşmemesi kanal çevrisinin etkisini azaltmaktadır.

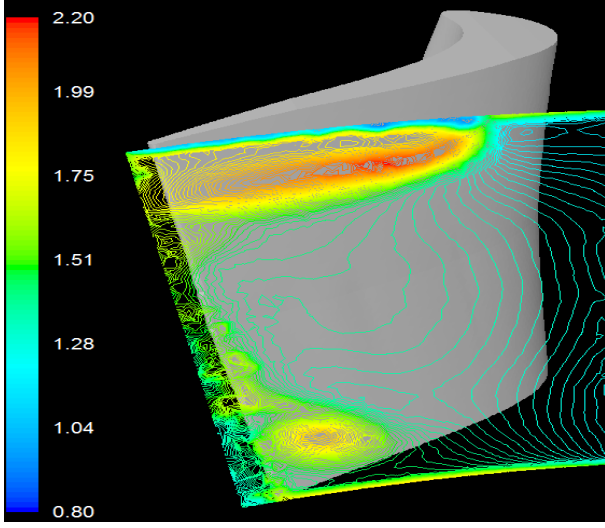


Şekil 18. Kanatlararası bölgede çevrinti dağılımı
(Vorticity distribution in blade region)

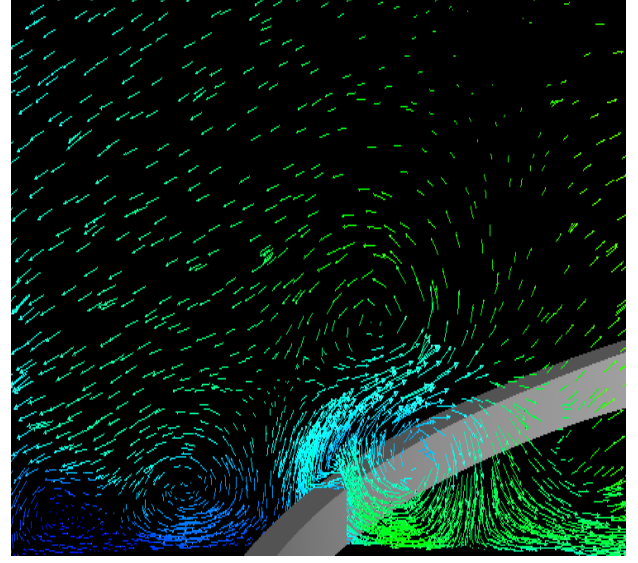
Yivlerin eklenmesiyle kanat uç aralığında ek boşluk yapısı meydana gelmektedir. Bu boşluk nedeniyle kanat ucu sızıntı akışının yapısı değiştiğinden kanat emme kenarından kanala karışan jet akışı değişmektedir. Sızıntı akışının bu hareketi sırasında yiv boşluğu ile karşılaşması sonucu yiv boşluğu sızıntı akışkanıyla dolmaktadır. Şekil 21’de yiv içerisinde farklı kesitlerde akış yapıları görülmektedir. Yiv içerisinde oluşan çevri çiftleri nedeniyle yiv bölgesine giren sızıntı akışının hızı değişmektedir. Yivin sızıntı debisini azaltması nedeniyle boşluk içerisindeki akış hızı azalmaktadır. Dolayısıyla kanat emme kenarından çıkan jet akımının kanal ana akımına karışması kanata daha yakın ve küçük bir bölgede meydana gelmektedir. Yivlerin kanat uzunluğu boyunca uzanan, eğrilikli ve durağan yapılar olmaları nedeniyle kanatın dönme hareketiyle birlikte kanata göre konumları ve yiv içerisindeki akış yapısı değişmektedir. Basma ve emme kenarları arasındaki basınç farkının kanat uzunluğunun orta bölümünde en fazla olduğu dikkate alındığında kanat uçları ile yivlerin konumlarının çakıştığı anlarda yivlerin etkilerinin artacağı değerlendirilmektedir. Yivsiz kanat ucunda sızıntı akışının hızı yivli hale göre daha yüksek olduğundan sızıntı akışının kanala karışması daha yüksek hızlarda ve kanat yüzeyinden ileride olmakta bu durum ise sızıntı çevrisinin kanal akışına karışımında çevri hacmini artırarak kayıpları yükseltmektedir.



Şekil 17. Akış yapısı: (a) kanat uç bölgesi, (b) kanat uç yüzeyi (Flow structure: (a) blade tip region, (b) blade tip surface)

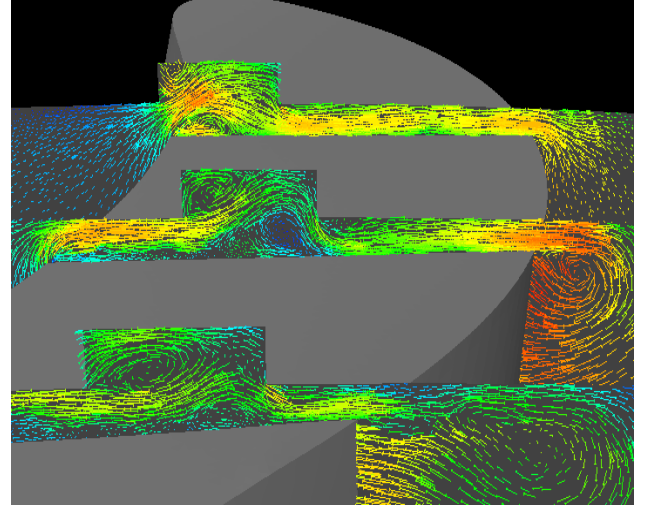


Şekil 19. Bariyersiz ve yivsiz çıkış kesitinde toplam basınç kayıp katsayısı değişimi (Total pressure loss coefficient distribution at rotor outlet without fence and groove)

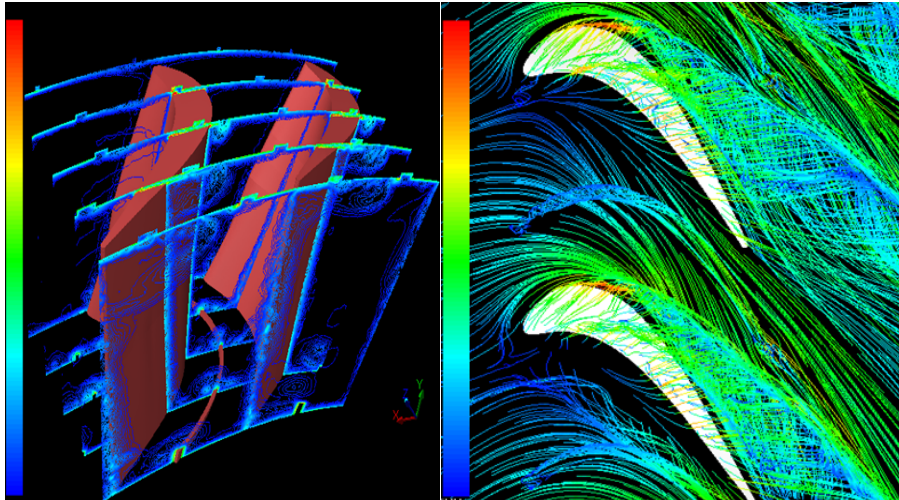


Şekil 20. Bariyer etrafında akış alanı (Flow field around barrier)

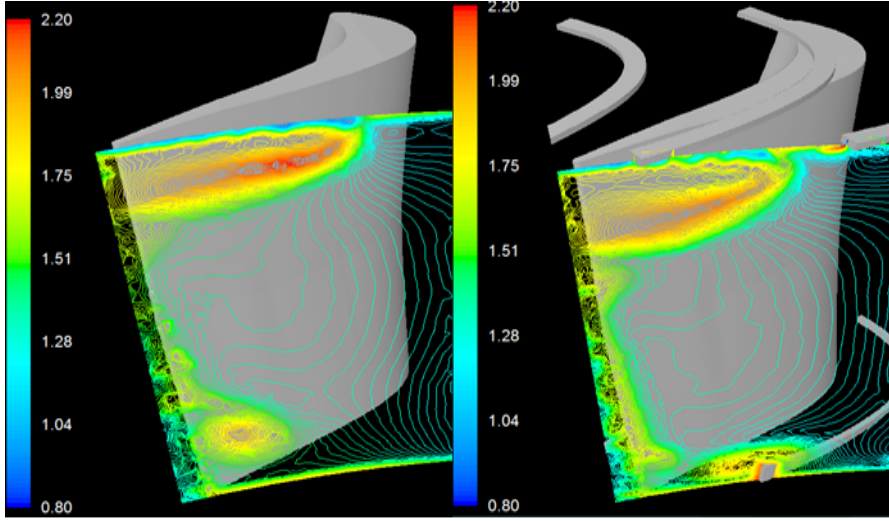
Şekil 22’de kanatlararası bölgede gelişen genel çevrinti dağılımı ve uç bölgesi akış yapısı verilmektedir. Göbek üzerindeki kanal çevrisinin bariyere doğru kaydığı ve bariyersiz duruma göre kapladığı bölgenin azaldığı belirlenmiştir. Benzer şekilde kanat uç bölgesi çevrinti dağılımı da kapladığı bölge olarak azalmıştır. Yivlerin, sızıntı akışının kanat yüzeyi üzerindeki hızını düşürdüğü belirlenmiştir. Yivlerin içlerinde de çevrilerin oluşması ilave kayıplara yol açmakla birlikte ana akım alanı içerisinde sızıntı çevrisine dönüşecek sızıntı akışı miktarını etkileyerek toplamda kayıpları düşürme yönünde katkıda buldukları anlaşılmaktadır. b1 ve y2 geometrilerinin birlikte uygulanmasıyla göbek ve yiv bölgesi etrafında kaybın azaldığı görülmektedir (Şekil 23). Çıkış kesitinde kütle ortalamalı toplam basınç kayıp katsayısı değeri olarak 1.3344 elde edilmiştir. İki halin karşılaştırması, bariyer ve yivli rotor halinde toplam basınç kaybının azaldığını buna bağlı olarak türbin kademe performansının olumlu yönde etkileneceğini göstermektedir. Analiz sonucunda ayrıca, bariyer ve yiv uygulanmış kanatlar arası bölgenin kanat yüklerinde ilk rotor haline göre önemli bir fark tespit edilmemiştir. Kanatlar arası bölgenin ikincil akış yapısının bariyersiz ve yivsiz hale göre değiştiği, bu değişimin beraberinde kayıp oluşturan akış bölgelerinin büyüklüğünün azalmasını getirdiği anlaşılmıştır.



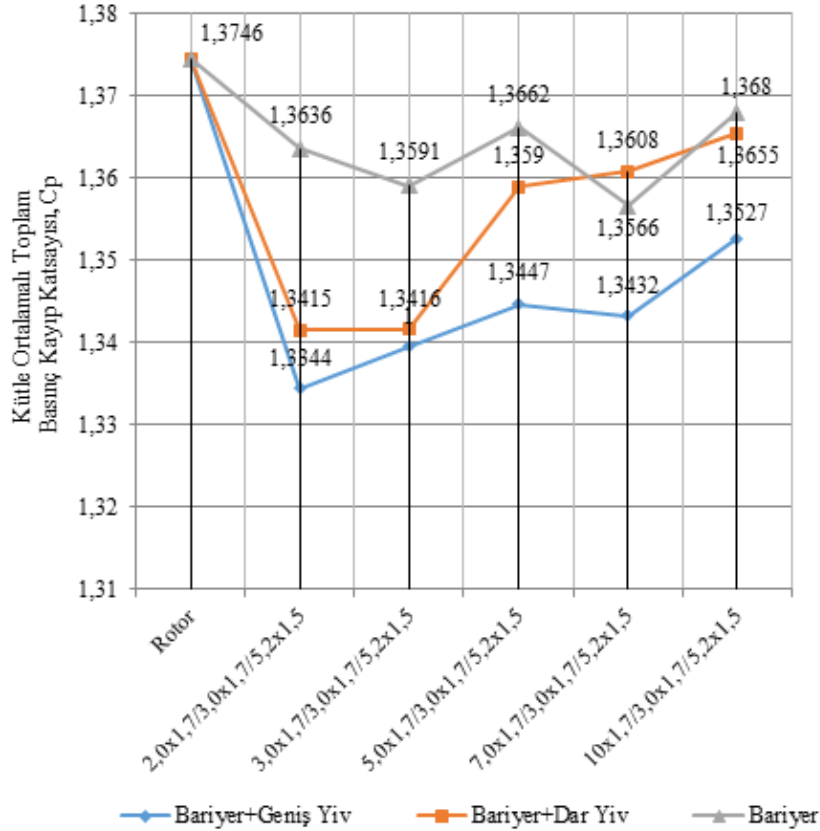
Şekil 21. Kanat ucunda yivler içerisinde çevri yapısı (Vortex structure with grooves)



Şekil 22. Çevrinti dağılımı ve kanat uç bölgesi akış yapısı (Vorticity distribution and tip region leakage flow structure)



Şekil 23. Çıkış kesitindeki toplam basınç kayıp katsayısı değişimi: Bariyersiz ve yivsiz kanat hali ile b1 ve y2 geometrilerinin birlikte uygulandığı kanat
(Total pressure loss coefficient distribution at outlet: Rotor blade and blade combined with b1 and y2)



Şekil 24. Uygulanan yöntemlere göre toplam basınç kayıp katsayılarının değişimi. (Variation of total pressure loss coefficient)

Bariyerlerin tek başlarına uygulandıkları haller ile bariyerlere y1 ve y2 yivlerinin eklenmesiyle elde edilen diğer kanatlar arası akış alanlarına ilişkin toplam basınç kayıp katsayıları Şekil 24'te verilmektedir. Tüm bariyerlerin tek başlarına ve bariyer-yiv geometrilerinin birlikte kullanıldıklarında kayıp katsayılarında genel anlamda bir azalma sağladıkları, en düşük katsayının (en yüksek toplam basınç kazancının) ise b1 bariyeri ile y2 yivinin birlikte kullanıldığı durumda elde edildiği ve toplam basınç kayıp

katsayısında bariyer ve yivsiz duruma göre %3'lük bir iyileşme sağlandığı belirlenmiştir.

4. Simgeler (Symbols)

P_{01} : Giriş toplam basıncı (Pa)

P_{02} : Çıkış toplam basıncı (Pa)

R	: Yarıçap (m), Gaz sabiti
C_{ps}	: Statik basınç katsayısı
C_p	: Toplam basınç kayıp katsayısı
F	: Kütle kuvveti
\bar{U}	: Zaman ortalamalı hız (m/s)
V	: Akış hızı (m/s)
C	: Kanat uzunluğu
p	: Basınç (Pa)
b	: Yiv genişliği (mm)
n	: Yiv derinliği (mm)
h	: Bariyer yüksekliği (mm)
t	: Zaman, bariyer genişliği (mm)
μ	: Dinamik viskozite (kg/ms)
x,y,z	: Kartezyen koordinat
$\rho \bar{u}_i \bar{u}_j$: Reynolds gerilmesi
δ	: Kronecker Delta
ρ	: Yoğunluk (kg/m ³)
i, j, k	: Kartezyen indisler

5. Sonuçlar (Conclusions)

Bu çalışmada, ekstenel gaz türbini kanatları arasında ikincil akışlardan kaynaklı oluşan aerodinamik kayıpların azaltılması amacıyla literatürde daha önce birbirinden bağımsız olarak araştırılan bariyer ve yiv uygulanması yöntemleri birleştirilerek uygulanmıştır. Kaybın azaltılmasında kanatlar arası bölgede gerçekleşen toplam basınç kaybının değerlendirilmesi yöntemi kullanılmıştır. Çalışma kapsamında öncelikle b1, b2, b3, b4, ve b5 bariyerleri tek başlarına ve ardından sırasıyla y1 ve y2 yivleriyle birlikte kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir. Tüm bariyerlerin tek başlarına ve bariyer-yiv geometrilerinin birlikte kullanıldıklarında kayıp katsayılarında iyileşme sağladıkları, y2 yivleriyle birlikte bariyer kullanılması ise toplam basınç kayıp katsayısında diğer durumlara göre en fazla iyileşmeyi sağladığı belirlenmiştir. En fazla kazancın ise b1 bariyeri ile y2 yivinin birlikte kullanıldığı durumda elde edildiği ve toplam basınç kayıp katsayısında %3'lük bir iyileşme sağlandığı anlaşılmıştır. Kanatlar arası bölgede akışın karmaşık olması ve parametrelerdeki değişimlere hassas bağlılık göstermesi nedeniyle sonraki çalışmalarda bariyer ve yiv yerleşimine yönelik en iyileme çalışmalarının yapılmasının faydalı olacağı sonucuna varılmıştır. Çalışmanın devamında sıkıştırılabilirlik ve ısı geçişi etkilerinin akış alanı ve kayıplara etkisinin incelenmesinin yararlı olacağı ve türbin kanatları arasındaki karmaşık akış yapısının analizinde maliyetli deneysel çalışmalardan önce sayısal çözümlerinin kullanılmasının, tasarım sürecinde zaman kazandırıcı ve maliyeti düşürücü etkisinin dikkate alınmasının önemli olduğu değerlendirilmektedir.

Kaynaklar (References)

- Kiran K.N., Anish S., Computational investigation of secondary flow losses in linear turbine cascade by modified leading edge fence, World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering, 10 (5), 836-843, 2016.
- Langston L.S., Secondary flow in axial turbines-a Review, Heat and Mass Transfer in Gas Turbine Systems, Annals of the New York Academy of Sciences, 934, 11-26, 2001.
- Alqefl M.H., Aero-Thermal Aspects of Endwall Cooling Flows in a Gas Turbine Nozzle Guide Vane, Doctoral Thesis, University Of Minnesota, 2019.
- Thole K., The Gas Turbine Handbook, National Energy Technology Laboratory US, Chapter 4.2.3. Airfoil Endwall Heat Transfer, 2006.
- Ligrani P., Potts G., Fatemi A., Endwall aerodynamic losses from turbine components within gas turbine engines, Propulsion and Power Research, 6 (1), 1-14, 2017.
- Wei N., Significance of loss models in aerothermodynamic simulation for axial turbines, Doctoral Thesis, Royal Institute of Technology, Stockholm, 2000.
- Elwan W.M., Shaalan M.R., Nassief M.M., Gobran M.H., Effects of varying tip clearance and axial flow turbine stage performance (Present State of the Art), The Egyptian International Journal of Engineering Sciences and Technology, 18 (4), 218-228, 2015.
- Moon Y.J., Koh S.R., Counter-rotating streamwise vortex formation in the turbine cascade with endwall fence, Computers and Fluids, Pergamon, 473-490, 2001.
- Kawai T., Adachi T., Shinoki S., Secondary flow control and loss reduction in a turbine cascade using endwall fences, The Japan Society of Mechanical Engineers International Journal, Series II, 32 (3), 1989.
- Kawai T., Shinoki S., Adachi T., Visualization study of three-dimensional flows in a turbine cascade endwall region", JSME International Journal, Series II, 33 (2), 256-264, 1990.
- Kumar K.N., Govardhan M., Secondary flow loss reduction using endwall fences in a turbine cascade, Proceedings of the 13th Asian Congress of Fluid Mechanics, 659-662, Dhaka-Bangladesh, December 17-21, 2010.
- Kumar K.N., Govardhan M., Visualization of flow through the turbine blade cascade with optimized streamwise boundary layer fence, Journal of Flow Visualization & Image Processing, 19 (1), 57-80, 2012.
- Goswami S.M., Govardhan M., Effect of lean on performance of an axial compressor rotor with circumferential casing grooves, ISROMAC 2016 International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Hawaii, Honolulu, April 10-15, 2016.
- Zhu M-M., Qiang X-Q., Teng J-F., Numerical loss analysis on slot-type casing treatment in a transonic compressor stage, Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 55 (1), 293-306, 2017.
- Shivayogi A.K., Nagpurwala Q.H., Deshpande M.D., Numerical studies on the effect of slotted casing treatment on the performance of a transonic axial flow compressor, SASTECH 63, 8 (2), September 2009.
- Doshi M.S., Computational prediction of a large scale HP turbine flow against measured aerodynamic data, the Pennstate University, Department of Aerospace Engineering, MSc Thesis, December 2018.
- Maral H., Senel C.B., Kavurmacıoğlu L.A., Ekstenel gaz türbinlerinde kanat ucu akışının sayısal incelenmesi: kanat ucu boşluğunun ve bağlı hareketin etkisi, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 37 (1), 79-92, 2017.
- Senel C.B., Maral H., Kavurmacıoğlu L.A., Camcı, C., Casing grooves to improve aerodynamic performance of a HP turbine blade, Elsevier Aerospace Science and Technology, 76 (2018), 194-203, 2018.
- El-Batsh H.M., Nada S.A., Abdo S.N., El-Tayesh A.A., Effect of secondary flows on heat transfer of a gas turbine blade, International Journal of Rotating Machinery, 2013, Article ID 797841, 2013.
- Menter F., Ferreira C., Esch T., Konno B., The SST turbulence model with improved wall treatment for heat transfer predictions in gas turbines, Proceedings of the International Gas Turbine Congress, IGTC 2003-TS-059, Tokyo, Japan, November 2-7, 2003.
- Ataş S., Lineer dizilmiş türbomakina kanatları arasındaki ikincil akışların sabit referans düzleminde sayısal olarak incelenmesi, Doktora Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 2012.
- Denton J.D., Loss mechanisms in turbomachines, Journal of Turbomachinery, 115, 621-655, 1993.

