



EKSENEL GAZ TÜRBİNLERİNDE KANAT UCU AKIŞININ SAYISAL İNCELENMESİ: KANAT UCU BOŞLUĞUNUN VE BAĞIL HAREKETİN ETKİSİ

Hidir MARAL*, Cem Berk SENEL** ve Levent Ali KAVURMACIOĞLU***

İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü
34437 Beyoğlu, İstanbul

*maral@itu.edu.tr, **senelce@itu.edu.tr, ***kavurmacio@itu.edu.tr (sorumlu yazar tel:2162931300/2647)

(Geliş Tarihi: 09.09.2015, Kabul Tarihi: 29.09.2016)

Özet: Türbomakina performansı kanat ucu boşluğundaki akış yapısına önemli oranda bağlıdır. Kanat ucu boşluğundaki akış üç boyutlu ve oldukça karmaşık bir akıştır. Kanat basınç kenarı ve emme kenarı arasındaki basınç farkının neden olduğu akış, aerodinamik kayıp nedenidir. Bu nedenle, aerodinamik performansı iyileştirmek için bu dar kanalda akış yapısı net bir şekilde açıklanmalıdır. Çalışmalar, sızıntı akışının türbomakina ana akışıyla etkileşiminin önemli miktarda enerji kaybına neden olduğunu göstermiştir. Bununla beraber sızıntı akış yapısı tam olarak anlaşılammıştır. Kanat ucu boşluğunun çok küçük bir yükseklikte olması deneysel çalışmalar için ölçüm zorlukları çıkarmaktadır. Bu çalışmada kanat ucu boşluğundaki akış yapısı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemleri kullanılarak kapsamlı bir şekilde incelenecektir. Kanat ucu boşluğu yüksekliği (% 0.7, % 1 ve % 1.5 değerleri) etkisi ile gövde ile kanat arasındaki bağil hareketin sızıntı akışına ve kanat ucu vorteksi oluşumuna etkisi incelenmiştir. Literatürdeki çalışmalarla tutarlı HAD sonuçları elde edilmiştir. $k-\omega$ SST türbülans modelinin akış yapılarını daha iyi yakalayabildiği gözlemlenmiştir. Kanat ucu boşluğunun artırılması sızıntı debisini ve aerodinamik kayıpları arttırmaktadır. Gövde ile kanat arasındaki bağil hareketin kanat ucu vorteksini küçülterek kayıpları azalttığı sonucu elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Kanat ucu boşluğu, Eksenel akışlı türbin, Doğrusal kaskat, Sızıntı akışı, HAD.

NUMERICAL INVESTIGATION OF LEAKAGE FLOW IN AXIAL FLOW TURBINES: EFFECT OF TIP CLEARANCE AND RELATIVE MOTION

Abstract: Performance of a turbomachinery is strongly related to the flow structure in the tip gap. Flow in the tip gap is 3-D and highly complex. Pressure driven flow between the pressure side and suction side of the blade is a source of aerodynamic loss. Thus, in order to improve the performance flow structure in this small gap should be clarified. Studies indicate that interaction of tip leakage flow with main flow inside the turbomachinery results in a considerable loss. However, structure of leakage flow has not been understood completely. Small values of tip gap height creates difficulties for experimental measurements. In this study, flow structure through the tip gap will be investigated comprehensively by implementing Computational Fluid Dynamic (CFD) methods. Effects of tip clearance height (% 0.7, % 1, and % 1.5) and relative motion between blade and casing on formation of leakage flow and tip leakage vortex have been investigated. CFD results are consistent with studies in literature. It was observed that $k-\omega$ SST turbulence model was better to predict flow structures. Increasing tip clearance height results in higher aerodynamic losses and leakage flow. It was obtained that relative motion between blades and casing reduces the aerodynamic loss by weakening the tip leakage vortex.

Keywords: Tip clearance, Axial flow turbine, Linear cascade, Leakage flow, CFD.

SEMBOLLER

C_a	: Kanat eksenel veter uzunluğu	t/h	: Boyutsuz kanat ucu boşluğu
C_p	: Basınç katsayısı	u	: Hız
C_{p0}	: Toplam basınç katsayısı	U_m	: Referans hız
h	: Kanat yüksekliği	x	: Eksenel doğrultu
k	: Türbülans kinetik enerjisi	y^+	: Boyutsuz duvar uzunluğu
\dot{m}_g	: Giriş debisi	ΔC_{p0}	: Toplam basınç kayıp katsayısı
\dot{m}_l	: Sızıntı debisi	μ	: Dinamik viskozite
p	: Basınç	σ	: Daralma katsayısı
t	: Kanat ucu boşluğu	ω	: Özgül disipasyon

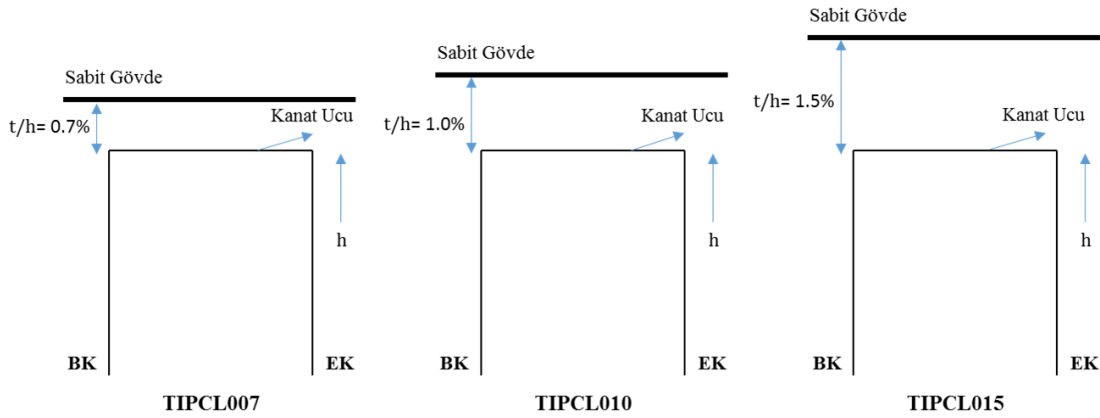
Kısaltmalar

AFTRF	Eksenel Türbin Deney Düzeneği	LV	Sızıntı vorteksi
BK	Basınç Kenarı	PV	Pasaj vorteksi
EK	Emme kenarı	RANS	Reynolds Ortalamalı Navier Stokes
FK	Firar kenarı	SB	Ayrılma kabarcığı
HK	Hücum kenarı	SL	Ayrılma çizgisi
HV	Göbek vorteksi	W	Art izi

GİRİŞ

Eksenel gaz türbinlerinde kanat ucu boşluğu, dönel kanat ve durağan gövde arasındaki boşluk olarak tanımlanmaktadır. Kanatların bağlı hareketine izin vermek ve ısıl genleşme sonucu ortaya çıkabilecek mekanik hasarı önlemek için kanat ile gövde arasında boşluk bırakılır. Kanat basınç ve emme kenarı arasında oluşan yüksek basınç farkı, basınç kenarından emme kenarına doğru sızıntı akışına neden olmaktadır. Sızıntı akışı emme kenarından ayrılırken dönerek sızıntı vorteksine dönüşür ve ana akım ile karışır (Schabowski ve Hodson, 2014). Rotordaki aerodinamik kayıpların yaklaşık üçte biri sızıntı vorteksinden kaynaklanır (Mischo *vd.*, 2008). Denton (1993), sızıntı akışı nedeniyle ana akımdaki azalmanın türbin işinin azalmasına neden olduğunu belirledi. Ayrıca sızıntı akışının ana akım ile karışması nedeniyle entropi artışı gerçekleşir. Sızıntı debisindeki artış, entropi artışıyla dolayısıyla da aerodinamik kaybın artmasıyla orantılıdır. Sızıntı akışının diğer bir etkisi de kanat ucunda yüksek ısıl yüklerin ortaya çıkmasına neden olmasıdır (Key ve Arts, 2006). Sıcak ana akım kanat ucu boşluğuna yönlendirilerek kanat ucunda ayrılma ve yeniden birleşme nedeniyle yüksek ısı geçişine sebep olur (Krishnababu *vd.*, 2009b). Kanat ucu boşluğundaki akış türbomakinanın aerotermal karakterini önemli ölçüde etkiler. Sızıntı akışı fiziğinin anlaşılabilmesi ve sızıntı akışının olumsuz etkilerinin azaltılabilmesi için literatürde deneysel, analitik ve sayısal olmak üzere çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Kanat ucu boşluğu bulunmayan yanaklı türbinler, yüksek verim elde edilmesine karşın mekanik yükler ve soğutma problemlerinden kaçınmak amacıyla pek tercih edilmezler. Bu nedenle, yanaksız türbinlerde sızıntı akışı, yanaklı türbinlere oranla daha geniş bir literatüre sahiptir. Moore ve Tilton (1988) sızıntı akışını doğrusal türbin kaskadında deneysel ve analitik olarak incelediler. Potansiyel akış teorisini karışma işlemi ile birleştirerek analitik bir model geliştirdiler. Kanat ucu boşluğunda akışın en dar kesiti olan vena contractaya kadarki statik basınç dağılımı deneysel sonuçlarla örtüşmektedir. Vena contractadan sonraki karışma bölgesinde, karışmadan kaynaklı basınç artışı da benzer şekilde deneysel sonuçla örtüşmüştür. Bindon (1989) doğrusal kaskadı üzerinde deneysel çalışmalar yaptı. Kanat ucu boşluğundaki toplam aerodinamik kaybın %13'ünün gövde yüzeyi ve ikincil akışlar nedeniyle, %48'inin sızıntı akışı ve ana akım arasındaki karışma nedeniyle, %39'unun ise kanat ucu boşluğundaki kayma nedeniyle oluştuğunu ölçtü. Bindon ve Morphis (1992) basınç kenarındaki yuvarlatmanın etkisini doğrusal türbin kaskadı üzerinde deneysel olarak incelediler.

Yuvarlatılmış kanat ucunun, kanat ucu boşluğu girişindeki ayrılma kabarcığını ortadan kaldırdığını, kaymadan kaynaklı kaybı azalttığını ancak daha yüksek bir karışma kaybına neden olduğunu belirlediler. Bununla birlikte toplam kayıp miktarında önemli bir farklılık olmadığını gözlemlediler. Basınç kenarındaki yuvarlatma sızıntı debisini arttırmış ve aerodinamik verimde önemli bir artış sağlamıştır. Yaras ve Sjolander (1992b) kanat ucu boşluğundan kaynaklı kayıp için kinetik enerji tabanlı bir model geliştirdiler, deneysel veriler ile uyumlu sonuçlar elde ettiler. Denton (1993) eksenel gaz türbinlerinde aerodinamik kaybı entropi artışıyla ilişkilendiren bir kayıp modeli geliştirdi. Denton'un kayıp modeline göre, kanat ucu boşluğunda emme kenarı çıkış hızı arttıkça entropi ve dolayısıyla kayıp artmaktadır. Sjolander ve Cao (1995) düz kanat ucu üzerinde dört farklı kanat ucu boşluğunda deneysel ölçümler yaptılar. Ayrılma kabarcığının altında, basınç kenarına yakın bir bölgede ters yönde dönen daha küçük bir ayrılma kabarcığı tespit ettiler. Bu vorteksin kanat ucunda basınç kenarı yakınındaki yüksek ısı geçiş katsayısının ve yüksek kayma gerilmesinin sebebi olduğunu düşündüler. Wang *vd.* (1997) doğrusal kaskat deney düzeneğinde duman kullanarak ikincil akışları ve birbirleriyle etkileşimlerini görüntüleyip, yeni bir kayıp modeli geliştirdiler. Azad *vd.* (2000) doğrusal kaskat deney düzeneğinde 3 farklı kanat ucu boşluğu için aerodinamik ve ısıl ölçümler yaptılar. Kanat ucu boşluğundaki artışın daha yüksek sızıntı debisine, aerodinamik kayba ve ısı geçiş katsayısına neden olduğunu buldular. Tallman ve Lakshminarayana (2001a) iki farklı kanat ucu boşluğu için HAD analizleri yaparak, kanat ucu boşluğu yüksekliğinin akış fiziği üzerindeki etkisini incelediler. Kanat ucu boşluğundan kaynaklı kayıpları azaltabilmek amacıyla literatürde çeşitli öneriler ortaya konmuştur. Bunlardan ilki kanat ucu boşluğunun tamamen ortadan kaldırılmasıdır. Bu yöntem türbinlerde verimi artırırken mekanik açıdan problemlere neden olmaktadır. Ayrıca türbin soğutmasında da sorunlar yaşanmaktadır. Bu noktada kanat ucu boşluğunun daraltılması ikinci bir çözüm önerisi olarak sunulmuştur. Boşluğun daraltılması sızıntı debisini düşürdüğünden kayıpları azalttığı bilinmektedir. Boşluk yüksekliğine bağlı olarak kanadın çepere sürtünmesinden dolayı zarar görebileceği riski, kanat ile çeper arasında minimum bir boşluk olması gerektiği çıkarımına olanak sağlar. Günümüzde kullanılan gaz türbinlerinde kanat ucu boşluğu minimum %0.5 seviyesinde tutulmaktadır. Bu bağlamda, sızıntı debisini azaltacağı öngörülse de kanat ucu boşluğunun daraltılması kanat ile gövde arasında sürtünme sonucu yapısal sorunlar riski taşımaktadır (Mischo *vd.*, 2008).



Şekil 1. Kanat ucu boşluğunun kesit görünüşü.

Yapılan çalışmalarda bağıl hareketin sızıntı akışı üzerinde önemli etkileri olduğu ortaya konmuştur. Kompresörde bağıl hareketin sızıntı debisini arttırdığı gözlenirken türbinde ise tam tersi bir etki söz konusu olmaktadır (Lakshminarayana, 1996). Deneysel çalışmalarda çoğunlukla ucuz ve ölçüm kolaylığı sağlayan doğrusal kaskat deney düzeneği kullanılmakta ve gerçek türbin koşullarını yansıtan bağıl hareketin etkisi ihmal edilmektedir. Yaras ve Sjolander (1992a) bu tür bir deney düzeneği ile hareketli gövdenin neden olduğu akış yapısını deneysel olarak incelediler ve bağıl hareketi modelleyen hareketli bandın sızıntı akışı debisini düşürdüğü sonucunu elde ettiler. Tallman ve Lakshminarayana (2001b) HAD analizleri yaparak kanat ile gövde arasındaki bağıl hareketin sızıntı debisini azalttığını ve kanat ucu vorteksini küçülttüğünü buldular. Kavurmacioglu vd. (2007) iki farklı kanat ucu boşluğu için, gövdenin bağıl hareketinin etkisini dahil ederek HAD analizleri yaptılar. Benzer şekilde kanat ucu boşluğunun azaltılmasının sızıntı vorteksini küçülttüğünü buldular.

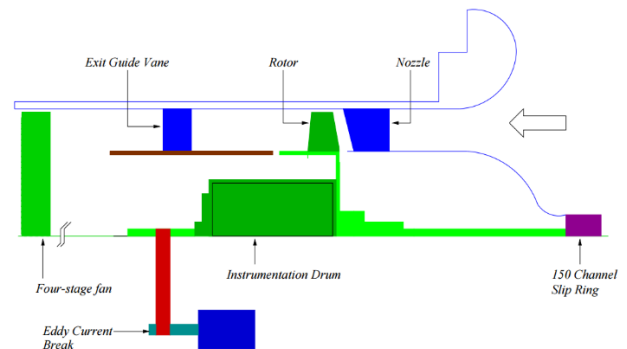
Bu çalışmada, eksenel gaz türbinlerinde kanat ucu boşluğunun, gövdedeki bağıl hareketin ve türbülans modellerinin kanat ucu aerodinamiğine etkisi sayısal olarak incelenecektir. Kanat profili olarak, Pennsylvania Eyalet Üniversitesi Türbomakina Laboratuvarı'nda bulunan eksenel türbin deney düzeneği (AFTRF) rotoruna ait kanat ucu profili kullanıldı. 3 farklı kanat ucu boşluğu, t/h %0.7, %1.0, %1.5 için HAD analizleri uygulanmıştır. Bu değerlere karşılık gelen kanat ucu geometrileri sırasıyla Şekil 1'de gösterilmiştir.

YÖNTEM

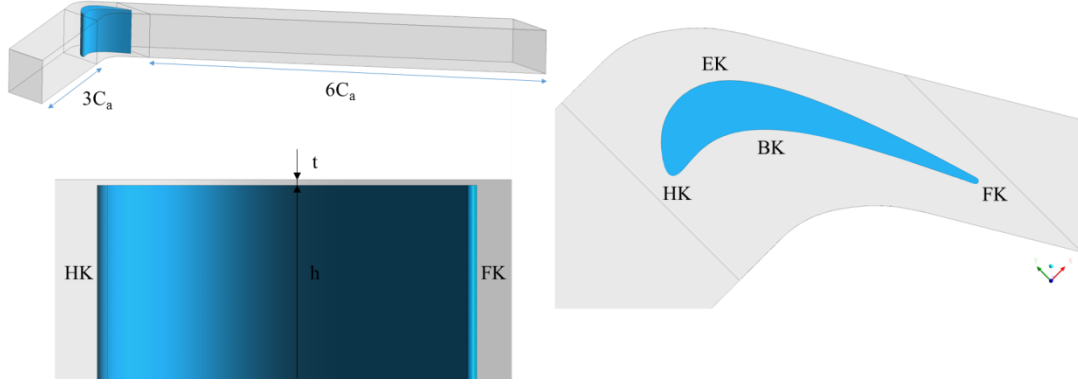
Bu çalışmada kanat ucu boşluğundaki akış yapısı, HAD analizleri kullanılarak belirlenmiştir. Türbomakina gibi akışın 3 boyutlu ve oldukça karmaşık olduğu yapılarda akış alanının doğru bir şekilde belirlenebilmesi oldukça zordur. Kanat ucu boşluğu gibi dar bir kanalda çeşitli deneysel ölçümlerin yapılması oldukça zor, bazı

durumlarda olanaksız olmaktadır. Deneysel ölçümlerin mümkün olduğu durumlarda akış yapılarını ortaya çıkarmak maliyetli olmaktadır. Bu bağlamda HAD yöntemleri, türbomakina içerisindeki akış fiziğini belirlemede önemli bir araç olmaktadır. HAD yöntemleri ile türbomakinaya ait çok detaylı bilgiler elde edilebileceği gibi kanat ucu boşluğundaki akış yapısına, kanat ucu vorteksinin oluşumuna ve akış ile etkileşimine dair önemli sonuçlara ulaşılabilir. Böylelikle aerodinamik kaybın artmasına neden olan ve türbomakina performansını olumsuz etkileyen akış yapıları daha iyi anlaşılabilir ve olumsuz etkilerini azaltmaya yönelik yeni çözümler geliştirilebilir.

HAD yöntemlerinin uygulanabilmesi için öncelikle akış hacminin ardından ise çözüm ağı oluşturulması gerekmektedir. Çözüm ağı, sayısal çözümleme yaparken en önemli adımı oluşturmaktadır. Akış karakterine uygun, hesaplama süresini göz önünde bulundurarak belirlenmiş eleman sayısı, türbülans modeline göre katı cidar etrafında yeteri kadar sıklaştırılmış uygun bir çözüm ağı, başarılı bir çalışma için zorunluluk teşkil etmektedir. Kanat ucu profili, Prof. Dr. Cengiz Camcı'nın Pennsylvania Eyalet Üniversitesi Türbomakina Laboratuvarı'nda bulunan tek kademeli, soğuk akışlı ve düşük hızlı Eksenel Türbin Deney Düzeneği AFTRF rotorunun kanat ucu kesitinden alınmıştır (Şekil 2).



Şekil 2. AFTRF deney düzeneği.



Şekil 3. Akış hacmi.

AFTRF'ye ait performans parametreleri Tablo 1'de, kanat özellikleri Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 1: AFTRF performans parametreleri.

Parametre	Değer
Girişte Toplam Sıcaklık [K] : T_{01}	289
Girişte Toplam Basınç [kPa] : P_{01}	101.36
Kütleli Debi : Q [kg/s]	11.05
Dönel Hız : N [rpm]	1300
Toplam Basınç Oranı : P_{03}/P_{01}	1.0778
Toplam Sıcaklık Oranı : T_{03}/T_{01}	0.981
Basınç Düşümü [mmHg] : $P_{01} - P_{03}$	56.04
Güç [kW] : P	60.6

Tablo 2: AFTRF kanat özellikleri.

Özellik	Değer
Rotor Göbek-Uç Oranı	0.7269
Kanat Ucu Yarıçapı [mm] : R_{tip}	458.2
Kanat Yüksekliği [mm] : h	123
Rotor Kanadı (Kanat Ucu)	
Kanat	29
Eksenel Viter [mm]	85.04
Adım [mm]	99.274
Maksimum Kalınlık [mm]	38.81
Akış Açısı (Giriş)	71.3°
$Re_{giriş}$	$2.5-4.5 \times 10^5$
$Re_{çıkış}$	$5-7 \times 10^5$

Akış Hacmi

AFTRF kanat ucu profili kanat yüksekliği kadar uzatılarak doğrusal kaskat olarak tek bir kanat için ICEM CFD kullanılarak oluşturulmuştur. HAD analizi için oluşturulan akış hacmi Şekil 3'te gösterilmiştir. Giriş hacmi $3C_a$ uzunluğunda alınırken çıkış hacmi ise $6C_a$ uzunluğunda alınmıştır. Bu sayede akım doğrultusundaki gradyanların etkisi önemli oranda azaltılmıştır.

Çözüm Ağı

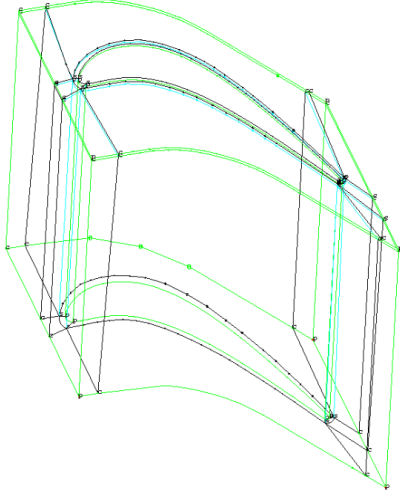
Çözüm ağı üretimi için ICEM CFD kullanılmıştır. Topoloji tabanlı yapılandırılmış hegzagonal bir ağ yapısı kullanılmıştır. Hegzagonal eleman kullanımı için akış hacmi bloklara ayrılmıştır. Bloklama işlemi, çözüm ağının ayrı hacimler olarak kontrol edilebilmesine olanak sağlamaktadır. Böylelikle daha fazla eleman sayısı gereken bölgelerde kontrollü bir çalışma mümkün olmaktadır. Ayrıca bloklama işlemi sayesinde giriş ve çıkış hacimlerinde eleman sayısı azaltılarak kanadın olduğu rotor hacminde daha yoğun bir çözüm ağı oluşturulması sağlanmıştır. Blok topolojisi Şekil 4'te verilmiştir. Bloklama işleminde giriş ve çıkış hacimleri birer bloktan oluşurken rotor hacmi ise 25 bloktan oluşmaktadır. Bloklamada H-Grid topolojisi kullanılmıştır. Ancak sınır tabaka etkilerini yakalayabilmek ve türbülans modeli için gerekli y^+ koşulunu sağlayabilmek için cidara yakın bölgelerde O-Grid topolojisi kullanılmıştır. Sızıntı, pasaj ve göbek vorteksleri, emme ve basma kenarında oluşan köşe vorteksleri ve tüm bu vortekslerin ana akım ve sınır tabaka ile etkileşimleri karmaşık ikincil akış yapıları meydana getirmektedir. Bu karmaşık etkilerin doğru yakalanabilmesi ve y^+ şartının sağlanabilmesi için kenar sıkılaştırmalarının düzgün bir şekilde yapılması gerekmektedir. Şekil 5'de yapılandırılmış hegzagonal çözüm ağının kanat etrafında ve kanat ucu boşluğundaki dağılımı verilmiştir.

Sayısal Model

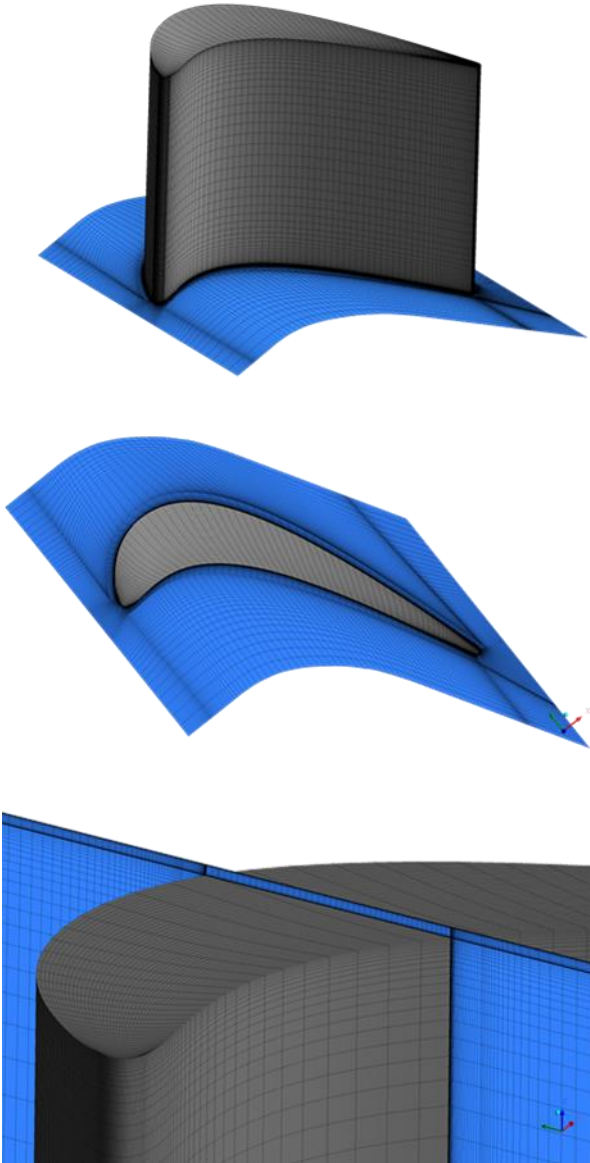
Hesaplamalar 3 boyutlu, daimi akış koşulları altında 25 °C sıcaklıkta sıkıştırılmaz hava için yapılmıştır. Reynolds Ortalamalı Navier Stokes (RANS) denklemleri sonlu hacimler yaklaşımıyla ANSYS CFX 16.0 kodu ile çözdürülmüştür.

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_i u'_j} \right) \quad (2)$$



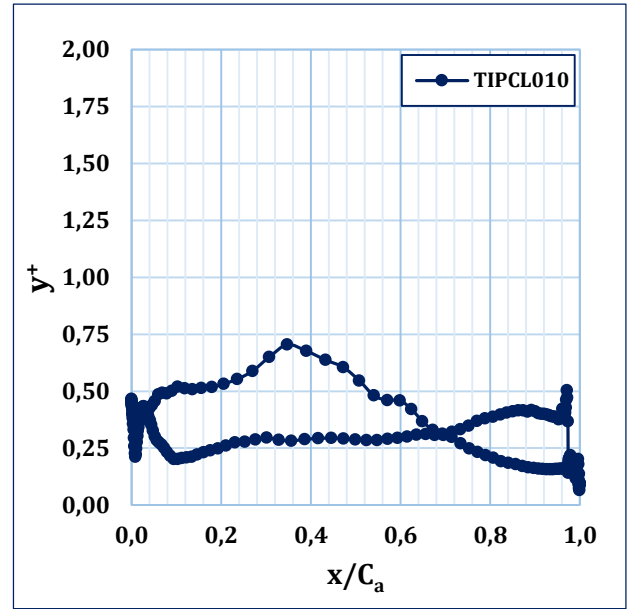
Şekil 4: Blok topolojisi.



Şekil 5: Yapılandırılmış hegzagonal çözüm ağı.

Eş. (1) ve Eş. (2)'de sırasıyla Reynolds ortalama süreklilik ve momentum denklemleri verilmiştir. Bu denklemler bütünlük olarak eş zamanlı çözülmüştür. Ayırıklaştırma işlemi için yüksek mertebeli ayırıklaştırma düzeni kullanılmıştır.

Türbülanslı bir akışın doğru modellenmesinde türbülans modeli en önemli unsurlardan biridir. SST k- ω türbülans modeli türbomakina gibi karmaşık akış yapılarına sahip akışlarda yaygın olarak kullanılmakta olup, türbinlerde uygulamada deneysel verilerle doğrulanmıştır. SST k- ω , yüzeyden uzaklığa bağlı olarak (k- ϵ) veya (k- ω) modellerinin bir bileşimi olarak ifade edilebilir. k türbülans kinetik enerjisine ve ω özgül disipasyona karşılık gelmektedir. Model, her iki modelin eksikliğini gidermek için cidardan uzaklığa bağlı tanımlanan bir fonksiyon kullanarak cidara yakın bölgede k- ω modelini kullanırken cidardan uzakta k- ϵ modelini kullanmaktadır (ANSYS). SST k- ω türbülans modelinin kullanılabilmesi için $y^+ < 2$ koşulunun sağlanması gerekmektedir. Şekil 6'da kanat ucunda profil etrafında y^+ dağılımı verilmiştir. %97 kanat yüksekliğinde profil etrafında ort. $y^+ \approx 0.3$ ve max $y^+ \approx 0.7$ olup SST k- ω modelini kullanabilmek için gerekli y^+ şartı sağlanmıştır diyebiliriz.



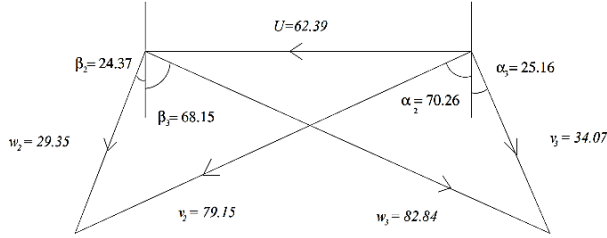
Şekil 6. Kanat ucunda y^+ dağılımı.

Sınır Şartları

Sayısal modelde kullanılan sınır şartları AFTRF deney düzeneğinde yapılan deneylerde kullanılan değerlerdir. Giriş, çıkış ve duvarlarda uygulanan sınır şartları Tablo 3'te verilmiştir. Kaskat girişinde akış türbine dik olarak girmemektedir. Akışa nozul ayar kanatlarında belli bir doğrultu kazandırılmaktadır. Akışın kaskat girişindeki doğrultusu, AFTRF kanat ucu giriş hız üçgeninden alınmıştır (Dey ve Camci, 2004). AFTRF kanat ucu giriş hız üçgeni Şekil 7'de verilmiştir.

Tablo 3. Sınır şartları.

Sınır	Değer
Giriş	Kütleli Debi : 0.38103 kg/s Türbülans Şiddeti : 0.5% Uzunluk Ölçeği : 123 mm
Çıkış	Basınç : -3595 Pa
Duvarlar	Kaymama Şartı

**Şekil 7.** AFTRF kanat ucu giriş hız üçgeni.

Yakınsama Testi

Yakınsama kriteri süreklilik, momentum, k ve ω denklemlerindeki artıkların 1×10^{-4} 'den düşük olacak şekilde belirlenmiştir. Ancak yakınsama için bu kontrol yeterli değildir. Yakınsama monitörleri oluşturmak gerekmektedir. Yakınsama monitörü olarak giriş ve çıkış düzlemleri arasında kütleli debi farkı tanımlanmıştır. Fark %0.01'ten küçük olup oldukça düşük bir değerdir. Ayrıca yakınsama sağlandığında çözüm 50 iterasyon kadar devam ettirilip kanat ucu boşluğu orta noktasında basınç tekrar hesaplandığında değişimin %0.035 olduğu gözlenmiştir. Dolayısıyla çözümlerde iyi bir yakınsama elde edilmiştir.

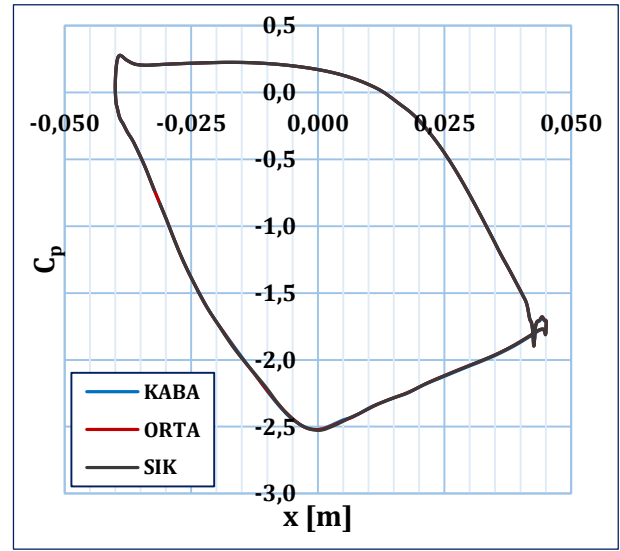
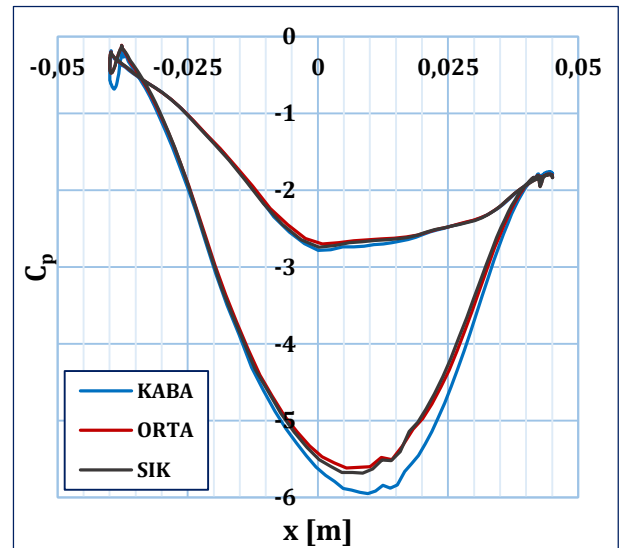
Ağdan Bağımsızlık Testi

HAD analizleri sonucunda elde edilen sonuçların doğası gereği çözüm ağına bağlı olduğu göz önünde bulundurulursa çözüm ağının etkisinin incelenmesi bir zorunluluk olmaktadır. İlk hesaplamalar için kaba bir çözüm ağı oluşturulup daha sonra çözüm ağı sıklığı artırılarak çözüm ağından bağımsız sonuç elde edilmesi amaçlanmıştır. HAD analizi sonucu elde edilen çözümün, çözüm ağından bağımsız olduğunun kontrolü için %1 kanat ucu boşluğuna sahip model için üç farklı çözüm ağı hazırlanmıştır. Karmaşık ikincil akış yapılarının etkin olduğu bölge kanat ucu boşluğudur. Bu nedenle kanat ucu boşluğundaki eleman sayısı değiştirilmiştir. Kanat ucu boşluğu kanat doğrultusunda sırasıyla KABA, ORTA, SIK olmak üzere 24, 30 ve 36 elemana bölünmüştür. Eleman sayıları Tablo 4'te verilmiştir. Yalnızca kanat ucu boşluğu sıklaştırıldığı için KABA-ORTA ve ORTA-SIK ağları arasında yaklaşık 800 bin eleman fark etmiştir.

Tablo 4. Ağdan bağımsızlık için geliştirilen çözüm ağları.

Model	Eleman Sayısı	Bölme Sayısı
KABA	1788384	24
ORTA	2650344	30
SIK	3336504	36

Şekil 8'de kanat orta düzleminde statik basınç katsayısının aksenal doğrultuda değişimi verilmiştir. Üç çözüm ağı için kanat orta düzleminde C_p dağılımları birbirleriyle örtüşmektedir. Kanat orta düzlemi, kanat ucu boşluğundaki ve göbek civarındaki akış yapılarından görece olarak daha az etkilendiği için örtüşme daha kolay bir şekilde sağlanabilir.

**Şekil 8.** Kanat orta düzleminde C_p dağılımı.**Şekil 9.** Kanat ucunda C_p dağılımı.

Bu nedenle, ağdan bağımsızlık testi için kanat ucu etrafındaki C_p dağılımının incelenmesi daha yararlı olacaktır. Şekil 9’da kanat ucunda statik basınç katsayısı değişimi verilmiştir. Dağılım incelendiğinde kaba, orta, sık çözüm ağları için kanat ucundaki C_p dağılımlarının her üç ağ için de genel olarak aynı olduğu görülmektedir. Farklılık yalnızca emme kenarında ortaya çıkmaktadır. Bu bölge sızıntı akışının maksimum olduğu bölgeye karşılık gelmektedir. Bu bölgede çözüm ağı sıklaştıkça C_p değerindeki farkın giderek azaldığı açıkça görülmektedir. Dolayısıyla ağdan bağımsızlığın elde edildiği rahatlıkla söylenebilir.

AERODİNAMİK İNCELEME

Kanat Ucu Boşluğunun Etkisi

3 farklı kanat ucu boşluğu, t/h %0.7, %1.0, %1.5 için (TIPCL007, TIPCL010, TIPCL015) uygulanan HAD analizleri neticesinde elde edilen sonuçlar aerodinamik açıdan detaylıca incelenecektir. Aerodinamik performans, toplam basınç kayıp katsayısı ΔC_{p0} ile ölçüldü. Toplam basınç kayıp katsayısı,

$$\Delta C_{p0} = \frac{\iint \rho u C_{p0} dydz}{\iint \rho u dydz} \quad (3)$$

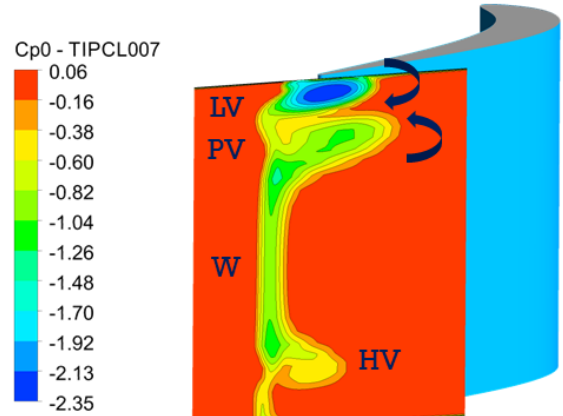
olarak tanımlandı. ΔC_{p0} çıkış düzleminde kütleli ortalamalı toplam basınç katsayısına karşılık gelmektedir. Çıkış düzlemi, firar kenarından $0.1C_a$ uzaklığında, kamburluk çizgisine dik olacak şekilde yerleştirilmiştir. Firar kenarı aşağı akımında kalan çıkış düzlemi çeşitli akış yapılarını değerlendirme açısından oldukça yararlıdır. Toplam basınç katsayısı ise,

$$C_{p0} = \frac{P_0 - P_{ref}}{\frac{1}{2} \rho U_m^2} \quad (3)$$

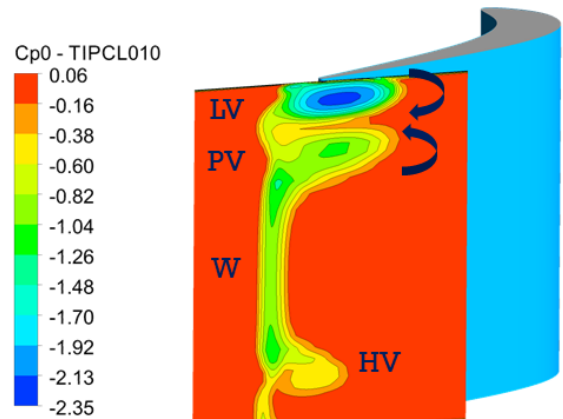
olarak tanımlandı. P_0 toplam basınca, P_{ref} referans basınç olup giriş kesitinde alan ortalamalı basınca ve U_m ise referans hız olup kanat orta düzleminde ortalama hıza karşılık gelmektedir. U_m AFTRF test düzeneğinden alınan kanat orta yüksekliğindeki sürükleme hızıdır.

Şekil 10’da çıkış düzleminde toplam basınç kayıp katsayısı dağılımı verilmiştir. Çıkış düzlemi türbomakina içerisindeki akış yapılarına dair önemli bilgiler içeren bir düzlem olup, firar kenarı ardında $0.1C_a$ konumuna yerleştirilmiştir. Eksenel türbin kanatlarında akışın karmaşık üç boyutlu hale gelmesi sızıntı vorteksi (LV), pasaj vorteksi (PV), kanat art izi (W), göbek vorteksi (HV) gibi vorteks yapılarının birbiriyle ve ana akım ile etkileşime geçmesindedir. Sızıntı vorteksi saat yönünde dönmektedir. Pasaj içerisindeki en baskın vorteks yapısı olduğu açıkça görülmektedir. Aerodinamik kayıp en yüksek değerini sızıntı vorteksinde almaktadır. Kanat ucu boşluğu

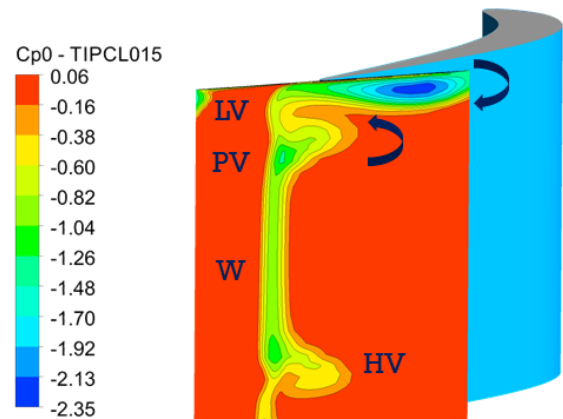
arttıkça hem sızıntı vorteksi hem de sızıntı vorteksinin çekirdeği önemli oranda büyümektedir.



TIPCL007

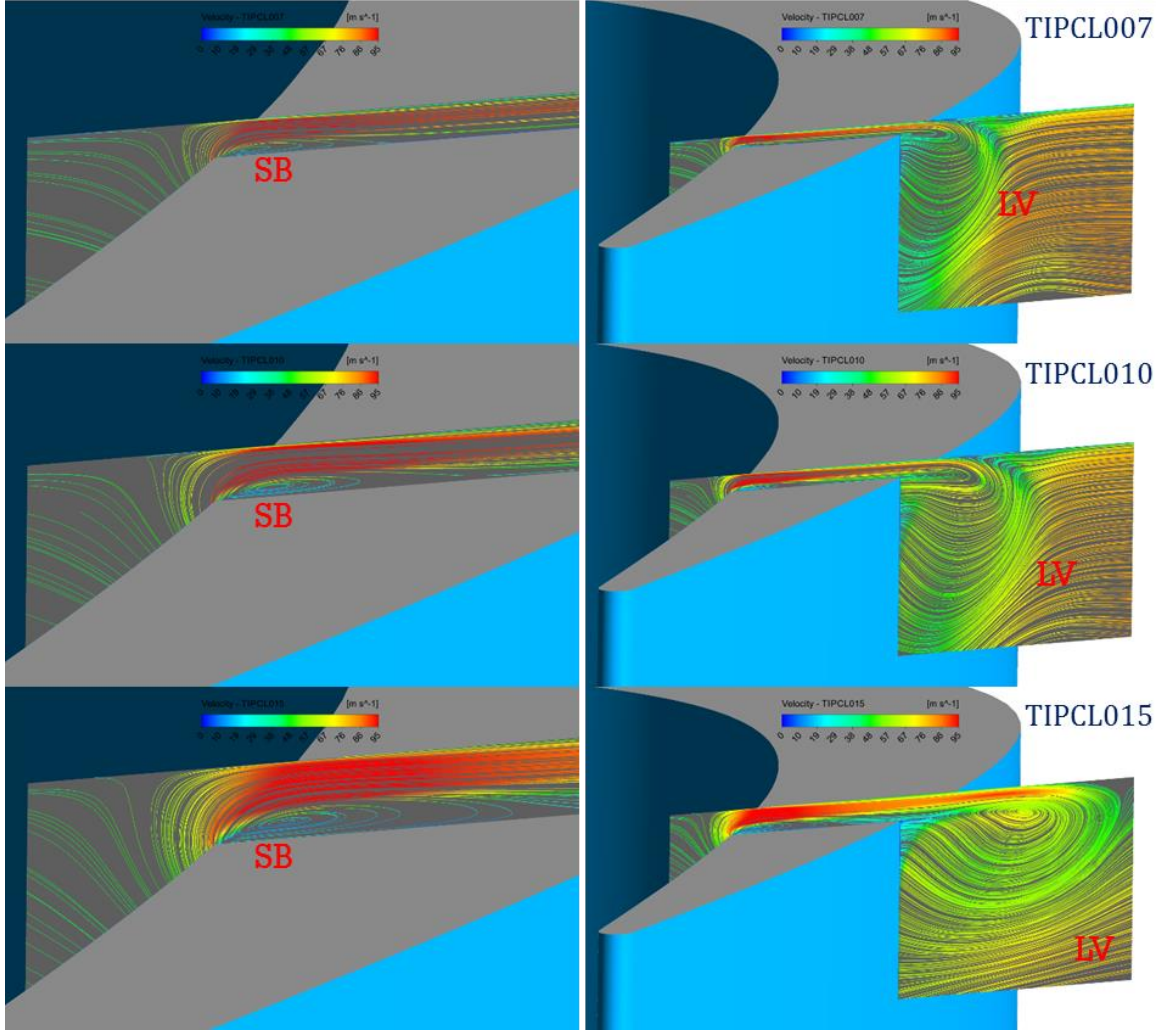


TIPCL010



TIPCL015

Şekil 10. Çıkış düzleminde toplam basınç dağılımı.



Şekil 11. 0.59C_a düzleminde hız akım iplikleri.

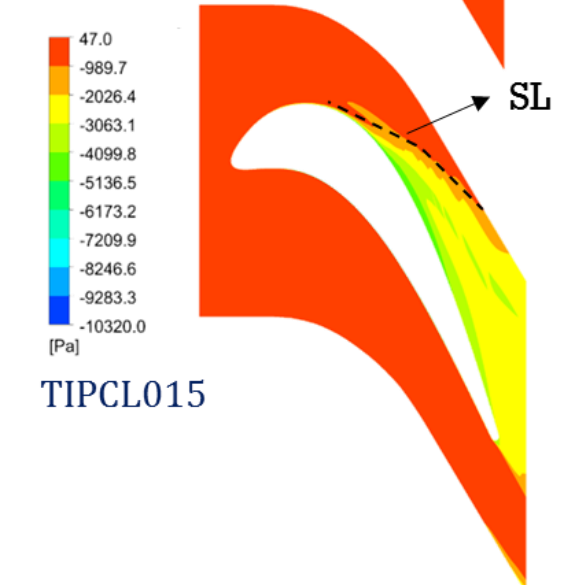
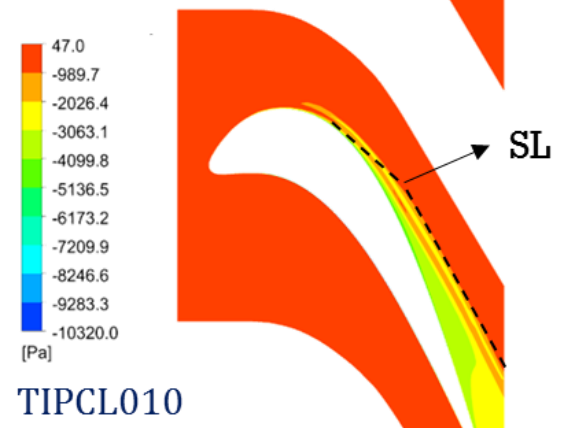
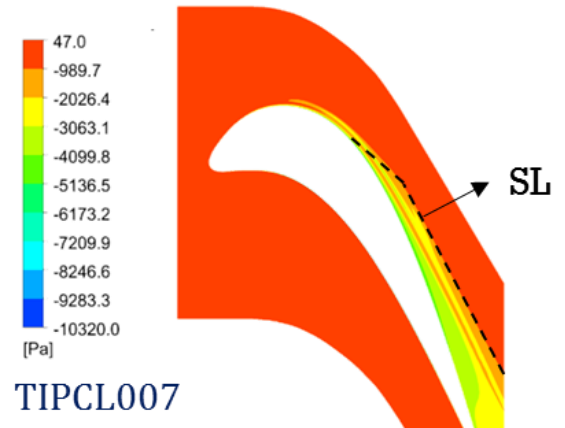
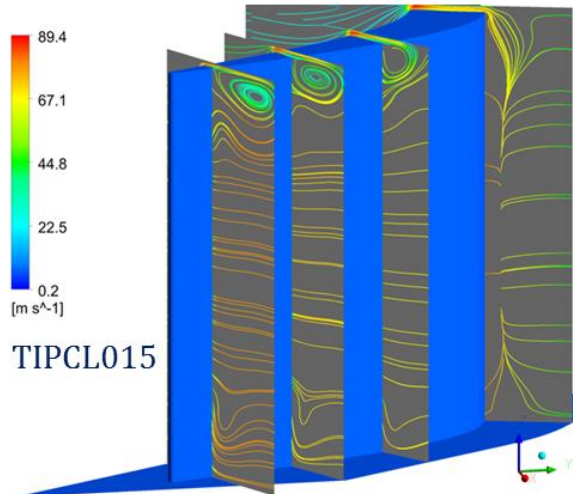
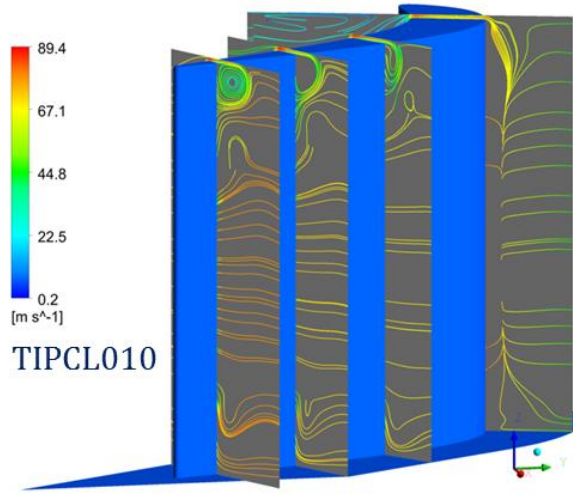
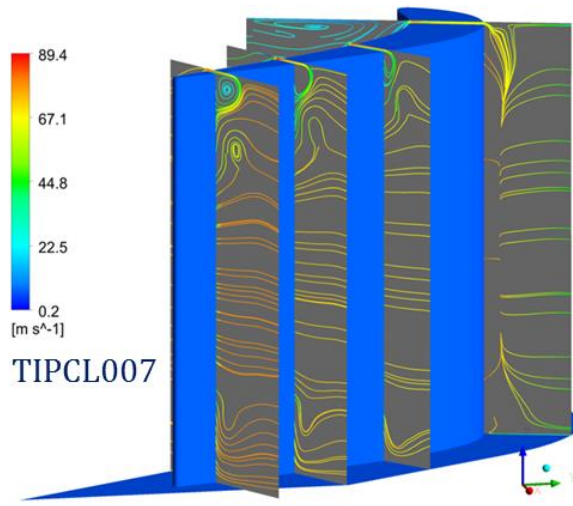
Pasaj vorteksi iki ardışık kanat arasındaki pasaj içerisinde, yüksek basınçlı basınç kenarından düşük basınçlı emme kenarına doğru oluşan basınç farkı nedeni ile oluşur. Bu basınç farkı ardışık iki kanat arasında basınç kenarından emme kenarına doğru çapraz bir akımın oluşmasına neden olur. Oluşan çapraz akım sızıntı vorteksine doğru yönelir. Sızıntı vorteksi, kendisine doğru yönelen pasaj akımını bloklayarak aşağı doğru iterken pasaj akımı dönerek pasaj vorteksi halini alır. Şekil 11’de sızıntı vorteksinin altında saatin tersi yönünde dönmekte olan pasaj vorteksi görülmektedir. Pasaj vorteksinin, sızıntı vorteksinden sonra pasaj içerisindeki en baskın vorteks yapısı olduğu da görülmektedir. Kanat ucu boşluğu arttığında, pasaj vorteksi giderek küçülmektedir. Ayrıca, kanat ucundaki artış art izini ve göbek vorteksini etkilememektedir.

Toplam basınç katsayısı, ΔC_{p0} dağılımı ve %1.0 kanat ucu boşluğuna göre değişimi Tablo 5’te verilmiştir. TIPCL007 aerodinamik kaybı TIPCL010’a göre %9.80 azalırken, TIPCL015 %4.82 artırmıştır.

Tablo 5. ΔC_{p0} dağılımı.

Model	ΔC_{p0}	% ΔC_{p0}
TIPCL007	0.13910	-%9.80
TIPCL010	0.15421	
TIPCL015	0.16164	+%4.82

Şekil 11’de 0.59C_a düzleminde hız akım iplikleri çizdirilmiştir. Kanat ucu boşluğuna giren akışın basınç kenarı yakınında katı çeperden ayrılıp bu bölgede ayrılma kabarcığı (SB) oluşturduğu görülebilmektedir. Bu kabarcığın üzerinden geçen jet akışı önce daralıp hızlanmakta, vena contractayı geçtikten sonra genişleyip yavaşlamaktadır. Genişleyen jet katı çepere çarpıp çepere yeniden yapışmaktadır. Ayrılma kabarcığının ardında oluşan girdaplar yeniden yapışıp yansıyan akım ile birleşerek kanat ucunu terketmektedir. Kanat ucu boşluğunu emme kenarı üzerinden terketen akış kendi etrafında dönerek sızıntı vorteksi (LV) halini almaktadır.



Şekil 12. Sızıntı vorteksinin gelişimi.

Şekil 13. Kanat ucunda toplam basınç dağılımı.

Ayrılma kabarcığı, basınç kenarından kanat ucu boşluğuna yönelen sızıntı akışına karşı blokaj uygulamaktadır. Bu blokaj sızıntı akışını engellemektedir. Şekil 11’de kanat ucu boşluğu arttıkça ayrılma kabarcığının hem yüksekliğinin hem de genişliğinin önemli oranda arttığı görülmektedir. Ayrılma kabarcığının büyümesi sızıntı akışına uygulanacak blokajı artıracak olsa da, kanat ucu boşluğu arttıkça blokaj uygulanmayan bölgenin kalınlığı da artmaktadır. Bu da sızıntı debisinin artmasına neden olmaktadır.

Sızıntı debisi dağılımı 3 farklı kanat ucu boşluğu değeri için Tablo 6’de verilmiştir. Kanat ucu boşluğu değeri arttıkça sızıntı debisinin ciddi oranda artış gösterdiği görülmektedir. TIPCL007 sızıntı debisini TIPCL010’a göre %32.2 azaltırken, TIPCL015 %47.0 artırmıştır.

Tablo 6. \dot{m}_1 / \dot{m}_g dağılımı.

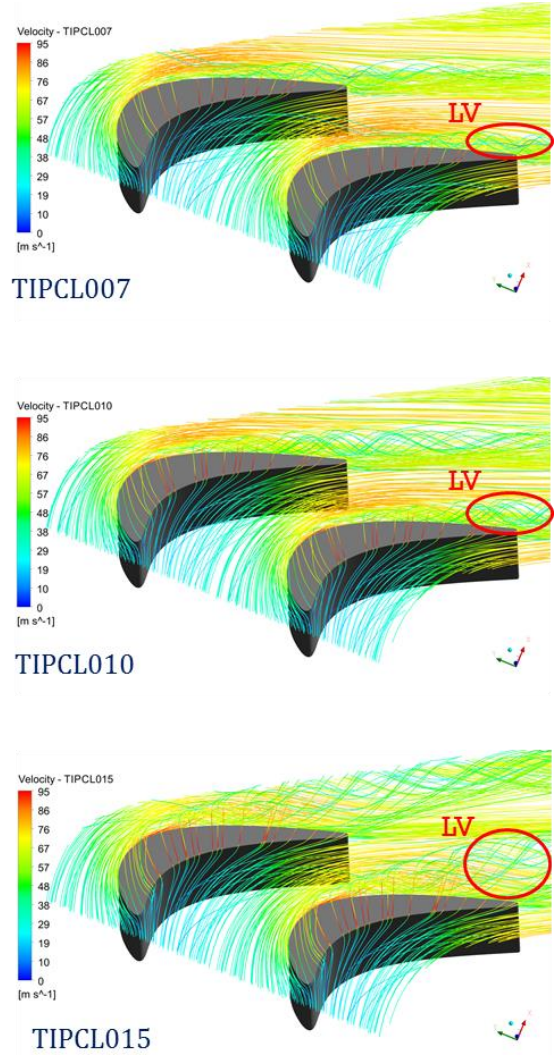
Model	\dot{m}_1 / \dot{m}_g	% \dot{m}_1 / \dot{m}_g
TIPCL007	0.01812	-%32.2
TIPCL010	0.02674	
TIPCL015	0.03931	+%47.0

Şekil 11’de ayrıca sızıntı jetinin artan kanat ucu boşluğu ile etki alanının genişlediği ve emme kenarından daha fazla uzaklaştığı da görülmektedir. Şekil 12’de sızıntı vorteksinin gelişimi sırasıyla $0.27C_a$, $0.59C_a$, $0.77C_a$, $0.91C_a$ düzlemlerinde çizdirilmiştir. Sızıntı debisi her üç kanat ucu boşluğu için de $0.27C_a$ ’da henüz etkin değilken, eksenel doğrultuda ilerledikçe şiddeti ve büyüklüğü giderek artmaktadır. Şekil 13’te kanat ucunda toplam basınç dağılımı verilmiştir. Emme kenarından ayrılarak sızıntı vorteksinin dönüşen sızıntı akışına ait ayrılma çizgisi (SL), artan kanat ucu boşluğu ile emme kenarından daha da uzaklaşmaktadır. Ayrılma çizgisi sızıntı vorteksinin sınırını göstermektedir.

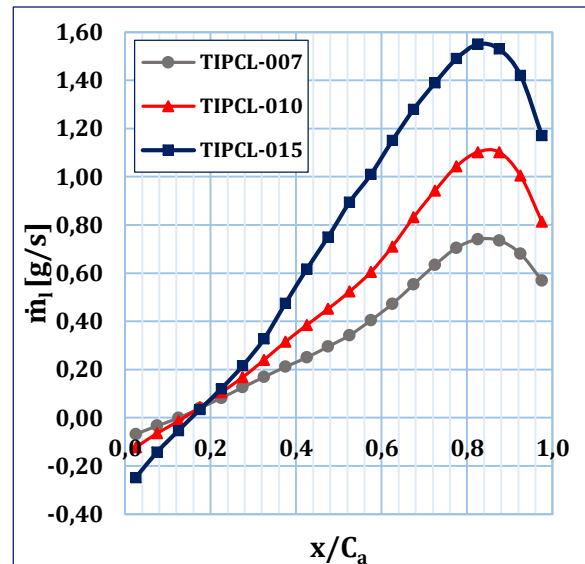
Şekil 14’te 3 farklı kanat ucu boşluğu için akım iplikleri çizdirilmiştir. Kanat ucu boşluğu arttıkça sızıntı vorteksinin (LV) büyüklüğü de artmaktadır. Sızıntı vorteksinin ana akım ile etkileşerek kompleks bir akış yapısına dönüştüğü de açıkça görülmektedir. Kanat ucu boşluğuna yönelen akışın hızı aniden artmaktadır. Akış en yüksek hız değerini kanat ucu boşluğunda almaktadır.

Şekil 15’te sızıntı debisinin eksenel vater doğrultusunda kanat ucu boşluğu ile değişimi verilmiştir. Kanat ucu boşluğuna hücum kenarı üzerinden yönelen akışın büyük bir kısmı emme kenarına yönelip ana akım ile karışırken çok az bir kısmı kanat ucu boşluğuna yönelmektedir (Şekil 14). Bu nedenle sızıntı debisi yaklaşık $0.2C_a$ ’ya kadar negatif değerlere sahiptir. Bu bölgeden itibaren sızıntı debisi $0.85C_a$ ’ya kadar sürekli artmaktadır. Sızıntı debisi 3 kanat ucu boşluğu için de maksimum değerini $0.85C_a$ ’da almaktadır. Bu bölgeden itibaren sızıntı debisi hızla düşmektedir. Kanat ucu

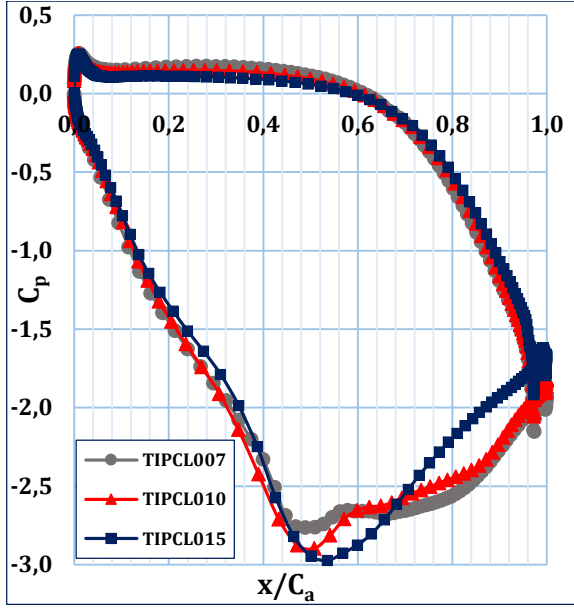
boşluğu arttıkça sızıntı debisi bütün C_a konumlarında önemli seviyelerde artış göstermektedir.



Şekil 14: 3 boyutlu akım iplikleri.



Şekil 15: Sızıntı debisinin kanat ucu boşluğu ile değişimi.



Şekil 16. 0.97h yüksekliğinde C_p dağılımı.

Şekil 16'da 0.97h kanat yüksekliğinde C_p dağılımı, 3 farklı kanat ucu boşluğu için verilmiştir. Basınç kenarındaki C_p dağılımı incelendiğinde kanat ucu boşluğu için belirgin bir etki gözlenmemektedir. Emme kenarı incelendiğinde ise C_p en düşük değerini emme kenarında yaklaşık $0.5C_a$ 'da almaktadır. Bu bölgede en düşük C_p sırasıyla %1.5, %1.0, %0.7 t/h'de gözlenmektedir. Maksimum basınç farkı en yüksek değerini en yüksek kanat ucu boşluğu %1.5 t/h'de almaktadır. Basınç kenarı ve emme kenarı arasındaki bu yüksek basınç farkı %1.5 kanat ucu boşluğunda daha fazla sızıntı debisine ve daha yüksek aerodinamik kayba neden olmaktadır.

Emme kenarında $0.5C_a$ 'dan itibaren basınç hızla artmaktadır. Bu bölge ters basınç gradyanlarının etkin olduğu ve akım ayrılmalarının gözlemlendiği bölgedir. Bu bölgede kanat ucu boşluğu arttıkça basınç farkının arttığı görülmektedir. Bu bölge Şekil 14'te sızıntı vorteksinin (LV) etkin olduğu bölgeye karşılık gelmektedir.

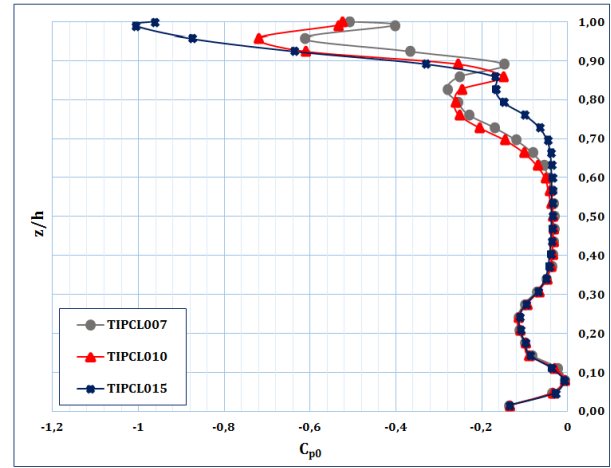
Şekil 17'de 3 farklı kanat ucu boşluğu değeri için göbekten uca toplam basınç katsayısı, C_{p0} dağılımı verilmiştir. Toplam basınç katsayısı göbekten kanat orta yüksekliğine kadar kanat ucu boşluğu değerinden etkilenmemiştir. Ancak $0.5 z/h$ 'den itibaren toplam basınç katsayısı kanat ucu boşluğundan belirgin şekilde etkilenmiştir. Kanat ucu boşluğu arttığında, $0.9 - 1.0 z/h$ yüksekliğinde etkin olan sızıntı vorteksi (LV) büyürken, $0.5 - 0.9 z/h$ yüksekliğinde etkin olan pasaj vorteksi (PV) küçülür. Tüm bu sonuçlardan hareketle, eksenel türbin kanat ucu boşluğundaki artışın sızıntı debisini ve rotadaki aerodinamik kaybı önemli miktarda artırdığı görülmektedir.

Kanat ile Gövde Arasındaki Bağlı Hareketin Etkisi

Kanat ile gövde arasındaki bağlı hareketin etkisi %1.0 kanat ucu boşluğu değerinde incelenmiştir. Gövde ile

kanat ucu arasındaki bağlı hız, teğetsel doğrultuda 62 m/s olarak tanımlanmıştır. Bu hız değeri serbest akış hızının yaklaşık 2.4 katıdır.

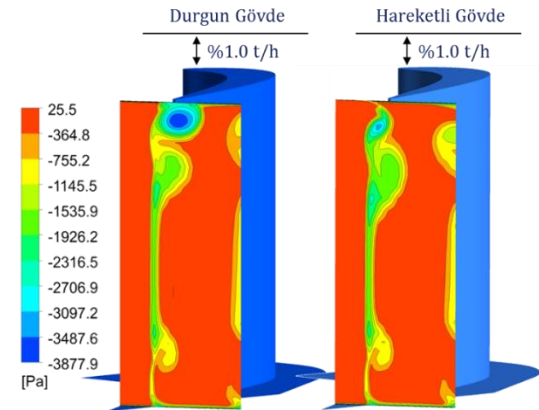
Şekil 18'de durgun ve hareketli gövde için çıkış düzleminde toplam basınç dağılımı verilmiştir. Hareketli gövdenin sızıntı vorteksinin büyük oranda küçülttüğü açık bir şekilde görülmektedir. Türbin gövdesinde teğetsel hız bileşenin tanımlandığı hareketli gövde durumunda sızıntı vorteksi zayıflarken, vorteks çekirdeği olarak ifade edilebilecek bölgede vorteks şiddeti, sabit gövde durumuna oranla oldukça düşüktür. Ayrıca hareketli gövde durumunda pasaj vorteksinin sızıntı vorteksine göre daha baskın olduğu gözlenmektedir. Tablo 7'de ise, durgun ve hareketli gövde için ΔC_{p0} değerleri verilmiştir. Hareketli gövde, durgun gövde ile kıyaslandığında toplam aerodinamik kaybı %9.8 azaltmıştır.



Şekil 17. Çıkış düzleminde göbekten uca C_{p0} değişimi.

Tablo 7. ΔC_{p0} dağılımı.

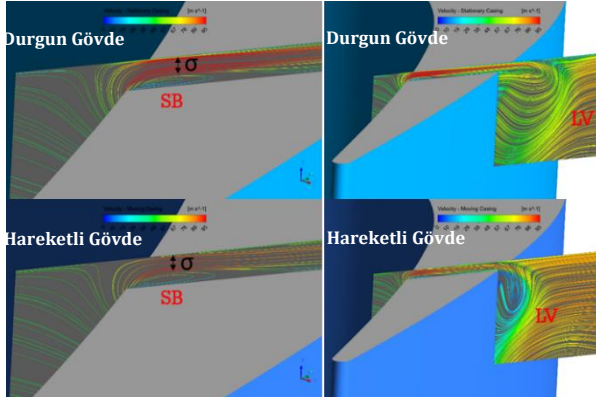
Model	ΔC_{p0}	% ΔC_{p0}
Durgun Gövde	0.15421	
Hareketli Gövde	0.13911	-%9.8



Şekil 18. Bağlı hareketin etkisi: çıkış düzleminde P_i dağılımı.

Şekil 19'da durgun ve hareketli gövde için $0.59C_a$ düzleminde hız akım iplikleri çizdirilmiştir. Hareketli gövde durumunda kanat ile gövde arasındaki bağlı hareketten dolayı sızıntı vorteksinin (LV) küçüldüğü rahatlıkla görülebilmektedir. Bağlı hareketin olduğu

hareketli gövde durumunda ayrılma kabarcığı daha da büyümüş, sızıntı akışına karşı blokaj artmıştır. Blokaj performansının ölçüsü, σ daralma katsayısı ile ölçülebilmektedir. Daralma katsayısı, akışın en dar kesitinde bloke edilmeyen açıklığın kanat ucu boşluğuna oranı olarak tanımlanmaktadır.



Şekil 19. 0.59Ca düzleminde hız akım iplikleri.

Tablo 8'de σ değerleri verilmiştir. Hareketli gövde durumunda daralma katsayısı %8.6 azalmıştır.

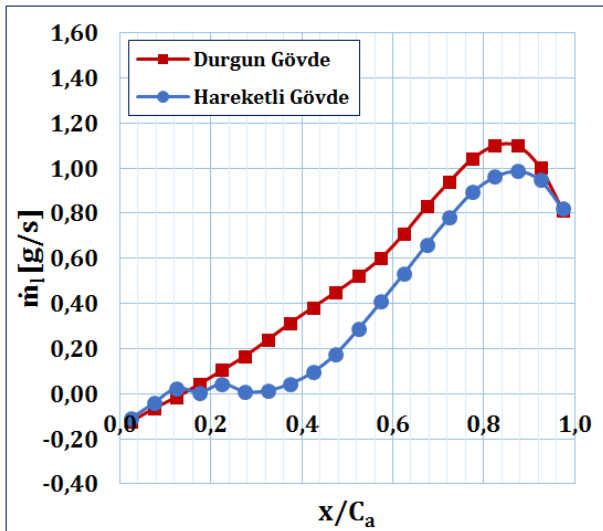
Tablo 9'da ise durgun ve hareketli gövde için sızıntı debisinin giriş debisine oranı verilmiştir. Hareketli gövde durumunda blokajın artması nedeniyle sızıntı debisi, durgun gövdeye oranla %22.7 azalmıştır.

Tablo 8. σ dağılımı.

Model	σ	% σ
Durgun Gövde	0.570	
Hareketli Gövde	0.521	-%8.6

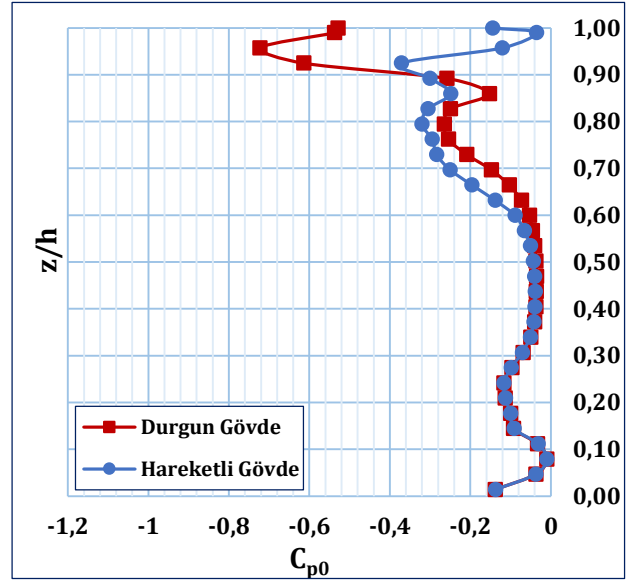
Tablo 9. \dot{m}_1 / \dot{m}_g dağılımı.

Model	\dot{m}_1 / \dot{m}_g	% \dot{m}_1 / \dot{m}_g
Durgun Gövde	0.02674	
Hareketli Gövde	0.02067	-%22.7



Şekil 20. Gövde hareketinin sızıntı debisine etkisi.

Şekil 20'de sızıntı debisinin aksel veter doğrultusunda gövde hareketi ile değişimi verilmiştir. $0.2C_a$ 'dan itibaren gövde hareketi sızıntı debisini önemli miktarda azaltmıştır. Şekil 21'de çıkış düzleminde göbekten uca C_{p0} değişimi durgun ve hareketli gövde durumları için verilmiştir. Kanat orta yüksekliğine kadar her iki model için de C_{p0} dağılımı örtüşmektedir. Toplam basınç katsayısı, $0.5 z/h$ 'den itibaren bağıl hareketten belirgin şekilde etkilenmiştir. Hareketli gövde sızıntı vorteksini (LV) küçültürken, pasaj vorteksini (PV) büyütülmektedir.

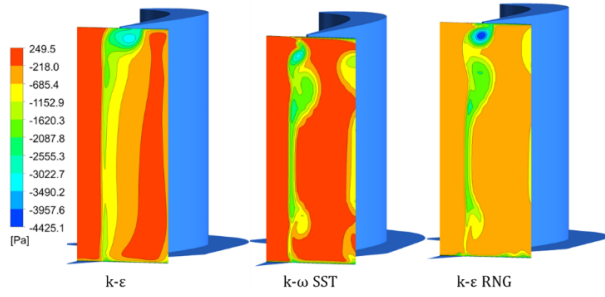


Şekil 21. Çıkış düzleminde göbekten uca C_{p0} değişimi.

Türbülans Modelinin Etkisi

Bu çalışmada, türbülans modeli olarak türbomakina gibi karmaşık akış yapılarının etkin olduğu akışlarda yaygın olarak kullanılan ve literatürdeki pek çok çalışmada deneysel çalışmalarla doğrulanan $k-\omega$ SST modeli kullanılmıştır.

HAD analizlerinde türbülans modeli çeşitli akış yapılarını elde etmede belirleyici olduğundan farklı türbülans modellerinin sonuçlara etkisinin incelenmesi gereklilik olmaktadır. Karşılaştırma için standart $k-\epsilon$, $k-\epsilon$ RNG (Re-Normalisation Group) ve $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport) modelleri kullanılmıştır. Kanat ile gövde arasındaki bağıl hareketin etkisi dikkate alınmıştır. Şekil 22'de çıkış düzlemindeki toplam basınç dağılımları gösterilmiştir. $k-\epsilon$ modeli ikincil akış yapılarını belirlemede yetersiz kalmıştır. Pasaj ve göbek vorteksleri yakalanamadığı gibi, bağıl hareketin sızıntı vorteksi üzerindeki etkisi de yakalanamamıştır. $k-\omega$ SST modelinde sızıntı vorteksi $k-\epsilon$ RNG modeline göre daha küçüktür. Hareketli gövdenin sızıntı vorteksini bastırıldığı geçmişte yapılan çalışmalarda gözlemlendiği dikkate alınırsa $k-\epsilon$ RNG modeli bağıl hareketin sızıntı vorteksi üzerindeki etkisini yeterince iyi yakalanamamıştır (Krishnababu vd., 2009a; Tallman ve Lakshminarayana, 2001b). Farklılık muhtemelen türbülans modellerinin türbülans kinetik enerjisini farklı tahmin etmelerinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 22. Çıkış düzleminde P_t dağılımı.

Tablo 10’da çıkış düzleminde ortalama TKE değerleri verilmiştir. (k-ε) türbülans modeli, TKE değerini diğer iki türbülans modeline göre oldukça fazla tahmin etmiştir. k-ω SST ve k-ε RNG modelleri ise birbirine yakın tahminler vermiştir.

Tablo 10. Çıkış düzleminde ortalama TKE değeri.

	k-ε	k-ω SST	RNG k-ε
TKE [m^2/s^2]	88.2	8.6	9.8

Türbülans modelinin etkisine yönelik sonuçlardan hareketle k-ω SST türbülans modelinin bu çalışmada başarılı bir tahminde bulunduğu söylenebilir.

SONUÇLAR

Eksenel türbin kanat ucu boşluğundaki akış fiziğinin ve karmaşık ikincil akış yapılarının incelendiği kapsamlı bir çalışma ortaya konmuştur. Pennsylvania Eyalet Üniversitesi Türbomakina Laboratuvarında bulunan Eksenel Türbin Deney Düzeneği AFTRF’ye ait kanat ucu profili ve deneysel verileri kullanılmıştır. Kanat ucu boşluğunun aerodinamik performansa etkisini incelemek üzere 3 farklı kanat ucu boşluğu değeri (%0.7, %1.0, %1.5) için HAD analizleri uygulanmıştır. HAD sonuçları neticesinde şu sonuçlara ulaşılmıştır.

1. Kanat ucu boşluğundaki artışın hem sızıntı debisini hem de rotordaki aerodinamik kaybı önemli miktarda artırdığı görülmüştür. Kanat ucu boşluğundaki artış sızıntı vorteksini büyütürken, pasaj vorteksini küçültmüştür.
2. Kanat ucu ile gövde arasındaki bağıl hareketin aerodinamik yapıya etkisi incelenmiştir. Bağıl hareketin daralma katsayısını azaltarak sızıntı akışına karşı blokajı artırdığı, böylece sızıntı debisini ve rotordaki aerodinamik kaybı azalttığı bulunmuştur. Bağıl hareket sızıntı vorteksini küçültürken, pasaj vorteksini büyütülmüştür.
3. k-ε, k-ε RNG ve k-ω SST türbülans modellerinin etkisi incelenmiştir. k-ε ikincil akış yapılarını yakalamada yetersiz kalırken, k-ε RNG ve k-ω SST yakalayabilmiştir. Her iki model de

ortalama türbülans kinetik enerjisini yakın değerlerle tahmin etmiştir. Ancak k-ε RNG bağıl hareketin sızıntı vorteksi üzerindeki etkisini yeterince iyi yakalayamamıştır. En uygun türbülans modeli olarak k-ω SST bulunmuştur.

Gelecek çalışmalarda pasif kontrol yöntemlerinin aerodinamik ve ısıl karakterleri incelenecektir.

TEŞEKKÜR

Bu makale, TAI Döner Kanat Teknoloji Merkezi tarafından DKTM/2014/05 no’lu proje kapsamında hazırlanmıştır. Yazarlar desteklerinden dolayı TAI DKTM’ye teşekkür ederler. Yazarlar kanat profili ve deneysel veriler için Prof. Cengiz Camcı’ya teşekkür ederler.

KAYNAKLAR

ANSYS. CFX-Intro_15_L10_Turbulence” – Int. to CFX Chapter 10.

Azad, G. S., Han, J., Teng, S., & Boyle, R. J. (2000). Heat Transfer and Pressure Distributions on a Gas Turbine Blade Tip. *ASME Journal of Turbomachinery*, 122, 717-724.

Bindon, J. P. (1989). The Measurement and Formation of Tip Clearance Loss. *ASME Journal of Turbomachinery*, 111, 257-263.

Bindon, J. P., & Morphis, G. (1992). The Development of Axial Turbine Leakage Loss for Two Profiled Tip Geometries Using Linear Cascade Data. *ASME Journal of Turbomachinery*, 114, 198-203.

Denton, J. D. (1993). Loss Mechanisms in Turbomachines. *ASME Journal of Turbomachinery*, 115, 621-656.

Dey, D., & Camci, C. (2004). Tip Desensitization of an Axial Turbine Rotor Using Tip Platform Extensions. *von Karman Institute Lecture Series, VKI-LS 2004-02*, 42-62.

Kavurmacioğlu, L., Dey, D., & Camci, C. (2007). Aerodynamic Character of Partial Squealer Tip Arrangements In An Axial Flow Turbine, Part I : Detailed Aerodynamic Field Modifications via Three Dimensional Viscous Flow Simulations Around Baseline Tip. *Progress in Computational Fluid Dynamics*, 7, 363-373.

Key, N. L., & Arts, T. (2006). Comparison of Turbine Tip Leakage Flow for Flat Tip and Squealer Tip Geometries at High-Speed Conditions. *ASME Journal of Turbomachinery*, 128, 213-220.

Krishnababu, S. K., Dawes, W. N., Hodson, H. P., Lock, G. D., Hannis, J., & Whitney, C. (2009a). Aerothermal Investigations of Tip Leakage Flow in Axial Flow Turbines Part II: Effect of Relative Casing Motion. *131*, 011007-011001-011010.

- Krishnababu, S. K., Newton, P. J., Dawes, W. N., Lock, G. D., Hodson, H. P., Hannis, J., & Whitney, C. (2009b). Aerothermal Investigations of Tip Leakage Flow in Axial Flow Turbines Part I: Effect of Tip Geometry and Tip Clearance Gap. *ASME Journal of Turbomachinery*, *131*, 011006-011001-011014.
- Lakshminarayana, B. (1996). *Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery*. New York: Wiley.
- Mischo, B., Behr, T., & Abhari, R. S. (2008). Flow Physics and Profiling of Recessed Blade Tips: Impact on Performance and Heat Load. *ASME Journal of Turbomachinery*, *130*, 021008-021001-021008.
- Moore, J., & Tilton, J. S. (1988). Tip Leakage Flow in a Linear Turbine Cascade. *ASME Journal of Turbomachinery*, *110*, 18-26.
- Schabowski, Z., & Hodson, H. (2014). The Reduction of Over Tip Leakage Loss in Unshrouded Axial Turbines Using Winglets and Squealers. *ASME Journal of Turbomachinery*, *136*, 041001-041001-041011.
- Sjolander, S. A., & Cao, D. (1995). Measurements of the Flow in an Idealized Turbine Tip Gap. *ASME Journal of Turbomachinery*, *117*, 578-584.
- Tallman, J., & Lakshminarayana, B. (2001a). Numerical Simulation of Tip Leakage Flows in Axial Flow Turbines, With Emphasis on Flow Physics: Part I - Effect of Tip Clearance Height. *ASME Journal of Turbomachinery*, *123*, 314-323.
- Tallman, J., & Lakshminarayana, B. (2001b). Numerical Simulation of Tip Leakage Flows in Axial Flow Turbines, With Emphasis on Flow Physics: Part II - Effect of Outer Casing Relative Motion. *ASME Journal of Turbomachinery*, *123*, 324-333.
- Wang, H. P., Olson, S. J., Goldstein, R. J., & Eckert, E. R. G. (1997). Flow Visualization in a Linear Turbine Cascade of High Performance Turbine Blades. *ASME Journal of Turbomachinery*, *119*, 1-8.
- Yaras, M. I., & Sjolander, S. A. (1992a). Effects of Simulated Rotation on Tip Leakage in a Planar Cascade of Turbine Blades: Part I - Tip Gap Flow. *ASME Journal of Turbomachinery*, *114*, 652-659.
- Yaras, M. I., & Sjolander, S. A. (1992b). Prediction of Tip-Leakage Losses in Axial Turbines. *ASME Journal of Turbomachinery*, *114*, 204-210.